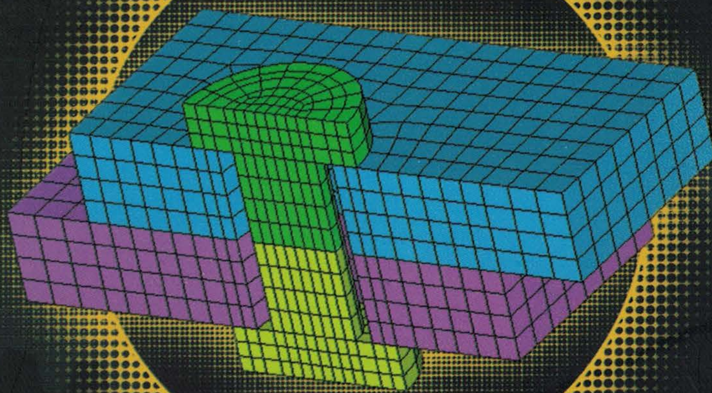


CAD/CAM/CAE工程应用丛书 ANSYS系列

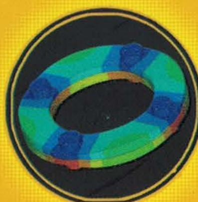
ANSYS 13.0与 HyperMesh 11.0 联合仿真有限元分析

◎ 贺李平 龙凯 肖介平 编著

- 首本将两种有限元分析软件完美结合的工程应用图书
- 覆盖多种经典案例，轻松解决实际问题



附赠超值 CD ROM
范例素材+动画演示









机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

VISIT…

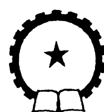
LANZAROTE

Caliente.com

CAD/CAM/CAE 工程应用丛书·ANSYS 系列

ANSYS 13.0 与 HyperMesh 11.0 联合仿真有限元分析

贺李平　龙 凯　肖介平　编著



机 械 工 业 出 版 社

本书是作者多年从事有限元分析工作的理论概括、技术积累和经验总结。本书主要讲解如何利用 HyperMesh 11.0 建立高质量的有限元模型，再以 ANSYS 13.0 作为求解器来解决各类工程问题。全书共 20 章，包含了 HyperMesh 有限元网格建模、ANSYS 单元技术、装配体连接技术、静力分析、模态分析、谐响应分析、瞬态动力学分析、响应谱分析、随机振动分析、几何非线性分析、材料非线性分析、接触非线性分析和多体刚−柔系统分析等内容。作者还针对每个专题精心设计了实例。

本书可作为使用 HyperMesh 和 ANSYS 进行工程分析的工程技术人员及相关专业的师生参考用书，也可作为 HyperMesh 和 ANSYS 软件的教学用书和培训教材。

图书在版编目（CIP）数据

ANSYS 13.0 与 HyperMesh 11.0 联合仿真有限元分析 / 贺李平，龙凯，肖介平编著．—北京：机械工业出版社，2012.1（2013.3 重印）
（CAD/CAM/CAE 工程应用丛书 • ANSYS 系列）
ISBN 978−7−111−37170−0

Ⅰ．①A…　Ⅱ．①贺…　②龙…　③肖…　Ⅲ．①有限元分析－应用软件，ANSYS 13.0、HyperMesh 11.0　Ⅳ．①0241.82−39

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2012）第 010324 号

机械工业出版社（北京市百万庄大街 22 号　邮政编码 100037）
策划编辑：丁　诚　张淑谦
责任编辑：张淑谦　常建丽
责任印制：杨　曦

保定市中画美凯印刷有限公司印刷

2013 年 3 月第 1 版 • 第 2 次印刷
184mm×260mm • 16.75 印张 • 256 千字
3501－5300 册
标准书号：ISBN 978−7−111−37170−0
ISBN 978−7−89433−305−6（光盘）
定价：49.00 元（含 1CD）

凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换
电话服务
社服务中心：（010）88361066
销售一部：（010）68326294
销售二部：（010）88379649
读者购书热线：（010）88379203
网络服务
门户网：http://www.cmpbook.com
教材网：http://www.cmpedu.com
封面无防伪标均为盗版

出 版 说 明

随着信息技术在各领域的迅速渗透，CAD/CAM/CAE 技术已经得到了广泛的应用，从根本上改变了传统的设计、生产、组织模式，对推动现有企业的技术改造、带动整个产业结构的变革、发展新兴技术、促进经济增长都具有十分重要的意义。

CAD 在机械制造行业的应用最早，使用也最为广泛。目前其最主要的应用涉及机械、电子、建筑等工程领域。世界各大航空、航天及汽车等制造业巨头不但广泛采用 CAD/CAM/CAE 技术进行产品设计，而且投入大量的人力、物力及资金进行 CAD/CAM/CAE 软件的开发，以保持自己技术上的领先地位和国际市场上的优势。CAD 在工程中的应用，不但可以提高设计质量，缩短工程周期，还可以节省大量建设投资。

各行各业的工程技术人员也逐步认识到 CAD/CAM/CAE 技术在现代工程中的重要性，掌握其中的一种或几种软件的使用方法和技巧，已成为他们在竞争日益激烈的市场经济形势下生存和发展的必备技能之一。然而，仅仅知道简单的软件操作方法是远远不够的，只有将计算机技术和工程实际结合起来，才能真正达到通过现代的技术手段提高工程效益的目的。

基于这一考虑，机械工业出版社特别推出了这套主要面向相关行业工程技术人员的“CAD/CAM/CAE 工程应用丛书”。本丛书涉及 AutoCAD、Pro/ENGINEER、UG、SolidWorks、Mastercam、ANSYS 等软件在机械设计、性能分析、制造技术方面的应用，以及 AutoCAD 和天正建筑 CAD 软件在建筑和室内配景图、建筑施工图、室内装潢图、水暖、空调布线图、电路布线图以及建筑总图等方面的应用。

本套丛书立足于基本概念和操作，配以大量具有代表性的实例，并融入了作者丰富的实践经验，使得本丛书内容具有专业性强、操作性强、指导性强的特点，是一套真正具有实用价值的书籍。

机械工业出版社

前　言

有限元方法是在当今工程分析中获得最广泛应用的数值计算方法，由于它的通用性和有效性，已受到工程技术界的高度重视。如今，一大批由专业软件公司开发的商业软件（如 ABAQUS、ADINA、ANSYS 和 NASTRAN 等）已得到业内的广泛认可和应用。

面对众多有限元软件和参考书目，相信许多读者有相同的疑惑：如何有效利用有限元分析软件解决实际工程问题？怎样成为有限元分析应用技术高手？

本书是作者多年从事有限元分析工作的理论概括、技术积累和经验总结。众所周知，ANSYS 是当前主流的有限元分析软件之一，而 HyperMesh 则是十分优秀的有限元前处理工具。本书将 ANSYS 和 HyperMesh 的最新版本（ANSYS 13.0 和 HyperMesh 11.0）结合起来，讲解如何利用 HyperMesh 建立高质量的有限元模型，再以 ANSYS 作为求解器来解决各类工程问题。

本书共 20 章，涵盖了 HyperMesh 有限元网格建模、ANSYS 单元技术、静力学分析、动力学分析和非线性分析等内容。本书特别讲解了装配体连接技术、螺栓预紧和多体刚-柔系统分析等高级技术。作者为每个专题精心设计了实例，希望有助于解答读者心中的疑惑。

本书特色如下：

- 内容新颖。本书是一本专门讲解 ANSYS 与 HyperMesh 联合仿真的书籍，且基于两个软件的最新版本，讲解最新的单元技术和计算方法。
- 注重方法，讲求实用。本书从 CAD 建模开始，讲解了如何利用 HyperMesh 建立 ANSYS 有限元模型，如何选择单元并确保其计算精度。对于每个专题，讲解了必要和关键的方法，如单元选择、单元选项设置和求解控制等关键技术。书中给出了所有实例的详细描述，只要读者细心研读并付诸实践，必能掌握正确方法，提升仿真水平。
- 力求原创。本书是作者多年的技术积累和研究成果，绝非对软件帮助的简单翻译，精心设计的实例均采用 HyperMesh 建模，ANSYS 求解，并力求原创。
- 内容精炼。本书的目的在于帮助读者解决实际问题，提升有限元技术应用水平。书中没有罗列 ANSYS 和 HyperMesh 软件的所有功能和详细操作步骤，只介绍最关键的建模和计算步骤，但并不影响完整性。本书立足于实际工程应用，只介绍了三维有限元分析技术，省略了平面应力和平面应变等二维问题。
- 配套一张模型文件光盘，以提高读者的学习效率。

本书主要编著工作由贺李平博士（北京无线电测量研究所）完成，参加本书编著工作的还有龙凯博士（华北电力大学）和肖介平工程师（北京汽车研究总院）。本书的编著得到北京无线电测量研究所的支持，在此深表感谢。写作过程很辛苦，非常感谢家人在写作中给予的理解和支持。

由于作者水平有限，书中难免存在缺点和错误，敬请读者批评指正，如有疑问，可发邮件至 bithlp@sina.com。

作　者

目　录



出版说明
前言
第 1 章　绪论 1
1.1　有限元法的基本概念 1
1.2　有限元法的发展及应用 2
1.3　ANSYS 13.0 与 HyperMesh 11.0 2
1.3.1　ANSYS 13.0 2
1.3.2　HyperMesh 11.0 2
1.4　有限元分析的基本步骤 3
第 2 章　CAD 建模 4
2.1　概述 4
2.2　用于有限元分析的 CAD 模型 4
2.3　建立 CAD 模型 4
2.4　本章小结 4
第 3 章　有限元网格划分 5
3.1　概述 5
3.2　HyperMesh 11.0 基础 5
3.3　CAD 模型导入及几何清理 7
3.4　一维网格划分 8
3.5　二维网格划分 8
3.6　三维网格划分 9
3.7　网格质量检查 9
3.8　HyperMesh 11.0 与 ANSYS 13.0 的数据传递接口 12
3.9　一维网格划分实例 1 13
3.10　一维网格划分实例 2 15
3.11　二维网格划分实例 17
3.12　三维网格划分实例 1 19
3.13　三维网格划分实例 2 21
3.14　HyperMesh 11.0 与 ANSYS 13.0 接口实例 23
3.15　本章小结 26
第 4 章　加载 27
4.1　概述 27
4.2　载荷的基本概念 27
4.2.1　载荷的分类 27
4.2.2　载荷步、子步、平衡迭代 28

4.2.3 时间的作用 …… 28
4.2.4 阶跃载荷与斜坡载荷 …… 29
4.3 载荷的施加 …… 29
4.4 HyperMesh 11.0 加载实例 …… 29
4.5 本章小结 …… 34
第 5 章 杆结构有限元分析 …… 35
5.1 概述 …… 35
5.2 杆单元的几何构型 …… 35
5.3 杆结构的网格划分 …… 35
5.4 定义单元选项 …… 35
5.5 定义实常数 …… 36
5.6 杆单元分析实例 1 …… 36
5.7 杆单元分析实例 2 …… 37
5.8 本章小结 …… 38
第 6 章 梁结构有限元分析 …… 39
6.1 概述 …… 39
6.2 梁单元的几何构型 …… 39
6.3 梁结构的网格划分 …… 39
6.4 定义梁截面 …… 39
6.5 定义单元选项 …… 40
6.6 梁单元分析实例 …… 40
6.7 本章小结 …… 44
第 7 章 板壳结构有限元分析 …… 45
7.1 概述 …… 45
7.2 板壳单元的几何构型 …… 45
7.3 板壳结构的网格划分 …… 46
7.4 定义单元选项 …… 46
7.5 定义实常数 …… 46
7.6 板壳单元分析实例 1 …… 46
7.7 板壳单元分析实例 2 …… 50
7.8 本章小结 …… 51
第 8 章 实体结构有限元分析 …… 53
8.1 概述 …… 53
8.2 实体单元的几何构型 …… 53
8.3 实体结构的网格划分 …… 54
8.4 定义单元选项 …… 54
8.5 实体单元分析实例 …… 54
8.6 本章小结 …… 59
第 9 章 其余常用单元及连接技术 …… 61

9.1 概述 …… 61
9.2 质量单元 MASS21 …… 61
9.2.1 单元描述 …… 61
9.2.2 单元选项 …… 61
9.2.3 实常数 …… 61
9.3 弹簧单元 …… 62
9.3.1 线性弹簧单元 COMBIN14 …… 62
9.3.2 非线性弹簧单元 COMBIN39 …… 62
9.4 预紧力单元 PRETS179 …… 63
9.4.1 单元描述 …… 63
9.4.2 预紧力方向 …… 64
9.5 多点约束单元 MPC184 …… 64
9.5.1 刚性杆/梁单元 MPC184-Link/Beam …… 64
9.5.2 铰链单元 MPC184-Revolute …… 65
9.6 目标单元与接触单元 …… 66
9.6.1 目标单元 TARGE170 …… 66
9.6.2 接触单元 CONTA173 …… 66
9.6.3 接触单元 CONTA174 …… 66
9.6.4 接触单元 CONTA175 …… 67
9.7 刚性区域 CERIG …… 67
9.8 柔性连接 RBE3 …… 67
9.9 本章小结 …… 68
第 10 章 装配体有限元分析 …… 69
10.1 概述 …… 69
10.2 实体-板壳-梁单元连接技术 …… 69
10.2.1 实体-实体连接 …… 69
10.2.2 实体-板壳连接 …… 70
10.2.3 实体-梁连接 …… 71
10.2.4 板壳-板壳连接 …… 72
10.2.5 板壳-梁连接 …… 73
10.3 螺栓连接 …… 74
10.3.1 刚/柔性连接 …… 74
10.3.2 实体建模 …… 75
10.4 焊接 …… 75
10.4.1 节点耦合 …… 75
10.4.2 焊点 …… 75
10.5 轴承连接 …… 76
10.5.1 刚性连接 …… 76
10.5.2 柔性连接 …… 76



10.5.3 MPC 算法 …… 77
10.5.4 轴承连接算法对比 …… 78
10.6 铰接 …… 80
10.6.1 铰链单元 …… 81
10.6.2 刚性连接 …… 81
10.6.3 柔性连接 …… 81
10.6.4 MPC 算法 …… 81
10.7 本章小结 …… 81
第 11 章 静力分析 …… 82
11.1 概述 …… 82
11.2 静力分析的求解方法 …… 82
11.3 静力分析的基本步骤 …… 83
11.3.1 建立有限元网格模型 …… 83
11.3.2 施加边界条件及载荷 …… 83
11.3.3 设置求解控制选项 …… 83
11.3.4 求解 …… 83
11.3.5 查看结果 …… 84
11.4 静力分析实例 …… 84
11.4.1 问题描述 …… 84
11.4.2 网格划分 …… 85
11.4.3 单元定义 …… 85
11.4.4 材料定义 …… 85
11.4.5 边界条件定义 …… 86
11.4.6 载荷定义 …… 86
11.4.7 创建载荷步 …… 86
11.4.8 求解控制 …… 86
11.4.9 求解并查看结果 …… 87
11.5 本章小结 …… 88
第 12 章 模态分析 …… 89
12.1 概述 …… 89
12.2 模态分析的求解方法 …… 89
12.3 模态分析的基本步骤 …… 90
12.3.1 建立有限元网格模型 …… 90
12.3.2 施加边界条件 …… 91
12.3.3 设置求解控制选项 …… 91
12.3.4 求解 …… 91
12.3.5 查看结果 …… 92
12.4 有预应力的模态分析 …… 92
12.4.1 静力分析 …… 92



12.4.2　模态分析 ……………………………………………… 92
12.5　模态分析实例 ……………………………………………… 93
12.5.1　问题描述 ……………………………………………… 93
12.5.2　网格划分 ……………………………………………… 93
12.5.3　单元定义 ……………………………………………… 94
12.5.4　材料定义 ……………………………………………… 94
12.5.5　边界条件定义 ……………………………………………… 94
12.5.6　求解控制 ……………………………………………… 94
12.5.7　求解并查看结果 ……………………………………………… 95
12.6　有预应力的模态分析实例 ……………………………………………… 98
12.6.1　问题描述 ……………………………………………… 98
12.6.2　网格划分 ……………………………………………… 98
12.6.3　单元定义 ……………………………………………… 99
12.6.4　定义梁截面 ……………………………………………… 99
12.6.5　材料定义 ……………………………………………… 99
12.6.6　边界条件定义 ……………………………………………… 99
12.6.7　载荷定义 ……………………………………………… 99
12.6.8　静力分析 ……………………………………………… 99
12.6.9　模态分析 ……………………………………………… 100
12.6.10　查看结果 ……………………………………………… 100
12.7　本章小结 ……………………………………………… 104
第 13 章　谐响应分析 ……………………………………………… 105
13.1　概述 ……………………………………………… 105
13.2　谐响应分析的求解方法 ……………………………………………… 105
13.3　谐响应分析的基本步骤 ……………………………………………… 107
13.3.1　建立有限元网格模型 ……………………………………………… 107
13.3.2　模态分析 ……………………………………………… 107
13.3.3　设置求解控制选项 ……………………………………………… 108
13.3.4　施加边界条件及载荷 ……………………………………………… 109
13.3.5　求解 ……………………………………………… 109
13.3.6　查看结果 ……………………………………………… 109
13.4　有预应力的谐响应分析 ……………………………………………… 110
13.4.1　静力分析 ……………………………………………… 110
13.4.2　谐响应分析 ……………………………………………… 110
13.5　谐响应分析实例 ……………………………………………… 110
13.5.1　问题描述 ……………………………………………… 110
13.5.2　网格划分 ……………………………………………… 111
13.5.3　单元定义 ……………………………………………… 111
13.5.4　设置实常数 ……………………………………………… 112

13.5.5 定义梁截面……112
13.5.6 材料定义……112
13.5.7 边界条件定义……112
13.5.8 模态分析……112
13.5.9 谐响应分析求解控制……113
13.5.10 载荷定义……115
13.5.11 求解并查看结果……115
13.6 有预应力的谐响应分析实例……118
13.6.1 问题描述……118
13.6.2 谐响应分析求解控制……119
13.6.3 载荷定义……120
13.6.4 求解并查看结果……120
13.7 本章小结……121
第 14 章 瞬态动力学分析……122
14.1 概述……122
14.2 瞬态动力学分析的求解方法……122
14.3 瞬态动力学分析的基本步骤……123
14.3.1 建立有限元网格模型……123
14.3.2 设置求解控制选项……124
14.3.3 施加边界条件及载荷……125
14.3.4 建立初始条件……125
14.3.5 求解……125
14.3.6 查看结果……125
14.4 有预应力的瞬态动力学分析……126
14.5 瞬态动力学分析关键技术……126
14.5.1 积分时间步长……126
14.5.2 自动时间步长……128
14.5.3 初始条件……128
14.5.4 阻尼……130
14.6 瞬态动力学分析实例……131
14.6.1 问题描述……131
14.6.2 瞬态动力学分析求解控制……132
14.6.3 定义载荷函数……134
14.6.4 载荷定义……137
14.6.5 求解并查看结果……138
14.7 有预应力的瞬态动力学分析实例……140
14.7.1 问题描述……140
14.7.2 第一载荷步求解控制……141
14.7.3 边界条件定义……142

14.7.4　载荷定义 ············142
14.7.5　写出载荷步 1 ············142
14.7.6　第二载荷步求解控制 ············142
14.7.7　边界条件定义 ············144
14.7.8　载荷定义 ············144
14.7.9　写出载荷步 2 ············144
14.7.10　求解并查看结果 ············144
14.8　本章小结 ············145
第 15 章　响应谱分析 ············146
15.1　概述 ············146
15.2　响应谱分析的类型 ············146
15.3　单点响应谱分析的基本步骤 ············147
15.3.1　建立有限元网格模型 ············147
15.3.2　获得模态解 ············147
15.3.3　设置单点响应谱分析求解控制选项 ············147
15.3.4　施加边界条件及载荷 ············148
15.3.5　合并模态 ············148
15.3.6　求解 ············148
15.3.7　查看结果 ············148
15.4　多点响应谱分析的基本步骤 ············148
15.4.1　设置多点响应谱分析求解控制选项 ············148
15.4.2　施加边界条件及载荷 ············149
15.4.3　计算参与系数 ············149
15.5　单点响应谱分析实例 ············149
15.5.1　问题描述 ············149
15.5.2　网格划分 ············150
15.5.3　单元定义 ············150
15.5.4　设置实常数 ············150
15.5.5　定义梁截面 ············150
15.5.6　材料定义 ············151
15.5.7　边界条件定义 ············151
15.5.8　模态分析 ············151
15.5.9　单点响应谱分析求解控制 ············153
15.5.10　载荷定义 ············153
15.5.11　合并模态 ············155
15.5.12　求解并查看结果 ············155
15.6　多点响应谱分析实例 ············157
15.6.1　问题描述 ············157
15.6.2　多点响应谱分析求解控制 ············157



15.6.3 定义载荷 1 …… 157
15.6.4 计算参与系数 1 …… 158
15.6.5 定义载荷 2 …… 158
15.6.6 计算参与系数 2 …… 159
15.6.7 合并模态 …… 160
15.6.8 求解并查看结果 …… 160
15.7 本章小结 …… 161
第 16 章 随机振动分析 …… 162
16.1 概述 …… 162
16.2 随机振动分析的类型 …… 162
16.3 随机过程的数字特征 …… 162
16.3.1 均值 …… 163
16.3.2 方差 …… 163
16.3.3 标准偏差 …… 163
16.3.4 均方 …… 163
16.3.5 均方根 …… 163
16.3.6 正态分布 …… 163
16.4 单点随机振动分析的基本步骤 …… 164
16.4.1 建立有限元网格模型 …… 164
16.4.2 获得模态解 …… 164
16.4.3 设置随机振动分析求解控制选项 …… 164
16.4.4 设置阻尼 …… 164
16.4.5 施加边界条件及载荷 …… 165
16.4.6 计算参与系数 …… 165
16.4.7 设置输出控制选项 …… 165
16.4.8 合并模态 …… 165
16.4.9 求解 …… 165
16.4.10 查看结果 …… 166
16.5 多点随机振动分析的基本步骤 …… 166
16.6 单点随机振动分析实例 …… 166
16.6.1 问题描述 …… 166
16.6.2 随机振动分析求解控制 …… 166
16.6.3 设置阻尼 …… 167
16.6.4 载荷定义 …… 167
16.6.5 计算参与系数 …… 169
16.6.6 设置输出控制选项 …… 169
16.6.7 合并模态 …… 170
16.6.8 求解并查看结果 …… 170
16.7 多点随机振动分析实例 …… 174

16.7.1 问题描述 ……174
16.7.2 定义载荷 1……174
16.7.3 计算参与系数 1 ……175
16.7.4 定义载荷 2……175
16.7.5 计算参与系数 2 ……176
16.7.6 后续求解及查看结果……176
16.8 本章小结……179
第 17 章 几何非线性分析 ……180
17.1 概述……180
17.2 几何非线性涉及的问题及处理方法 ……180
17.2.1 小应变大位移 ……180
17.2.2 大应变 ……180
17.2.3 应力刚化效应 ……181
17.2.4 载荷和位移方向……181
17.2.5 有限元网格模型的特殊要求……181
17.2.6 几何非线性求解控制……182
17.2.7 监视求解过程 ……182
17.3 几何非线性分析实例……183
17.3.1 问题描述 ……183
17.3.2 网格划分 ……183
17.3.3 单元定义 ……183
17.3.4 设置实常数……183
17.3.5 材料定义 ……184
17.3.6 边界条件定义 ……184
17.3.7 载荷定义 ……184
17.3.8 求解控制 ……184
17.3.9 求解并查看结果……184
17.4 本章小结……186
第 18 章 材料非线性分析 ……187
18.1 概述……187
18.2 弹塑性涉及的问题及处理方法 ……187
18.2.1 弹塑性 ……187
18.2.2 Bauschinger 效应 ……188
18.2.3 静水压力 ……188
18.2.4 率相关性 ……188
18.2.5 屈服准则 ……188
18.2.6 流动准则 ……189
18.2.7 强化准则 ……189
18.2.8 弹塑性材料简化模型……190



18.2.9 有限元网格模型的特殊要求……190
18.2.10 弹塑性求解控制……190
18.3 超弹性涉及的问题及处理方法……190
18.3.1 超弹性……190
18.3.2 超弹性材料简化模型……191
18.3.3 有限元网格模型的特殊要求……191
18.3.4 单元技术的特殊要求……191
18.3.5 超弹性求解控制……191
18.4 弹塑性材料非线性分析实例……192
18.4.1 问题描述……192
18.4.2 网格划分……192
18.4.3 单元定义……193
18.4.4 材料定义……193
18.4.5 边界条件定义……193
18.4.6 第一载荷步求解控制……193
18.4.7 定义载荷 1……195
18.4.8 写出载荷步 1……195
18.4.9 第二载荷步求解控制……195
18.4.10 定义载荷 2……195
18.4.11 写出载荷步 2……195
18.4.12 第三载荷步求解控制……195
18.4.13 定义载荷 3……195
18.4.14 写出载荷步 3……196
18.4.15 第四载荷步求解控制……196
18.4.16 定义载荷 4……196
18.4.17 写出载荷步 4……196
18.4.18 求解并查看结果……196
18.5 超弹性材料非线性分析实例……198
18.5.1 问题描述……198
18.5.2 网格划分……198
18.5.3 单元定义……198
18.5.4 设置实常数……198
18.5.5 材料定义……198
18.5.6 边界条件定义……199
18.5.7 载荷定义……199
18.5.8 求解控制……199
18.5.9 求解并查看结果……200
18.6 本章小结……201
第 19 章 接触非线性分析……202

19.1　概述 202
19.2　接触分析原理 202
19.3　面-面接触 202
19.3.1　建立面-面接触模型 202
19.3.2　面-面接触分析关键技术 203
19.4　点-面接触 206
19.4.1　建立点-面接触模型 206
19.4.2　点-面接触分析关键技术 207
19.5　接触非线性求解控制 207
19.6　接触非线性分析实例 1——过盈配合 207
19.6.1　问题描述 208
19.6.2　网格划分 208
19.6.3　创建接触对 209
19.6.4　单元定义 212
19.6.5　材料定义 212
19.6.6　边界条件定义 212
19.6.7　载荷步 1 求解控制 213
19.6.8　写出载荷步 1 213
19.6.9　载荷步 2 求解控制 213
19.6.10　定义自由度载荷 214
19.6.11　写出载荷步 2 214
19.6.12　求解并查看结果 214
19.7　接触非线性分析实例 2——钢球跌落 216
19.7.1　问题描述 216
19.7.2　网格划分 216
19.7.3　创建接触对 217
19.7.4　单元定义 217
19.7.5　设置实常数 217
19.7.6　材料定义 217
19.7.7　边界条件定义 218
19.7.8　载荷步 1 求解控制 218
19.7.9　载荷步 2 求解控制 220
19.7.10　求解并查看结果 220
19.8　接触非线性分析实例 3——钢球跌落 223
19.8.1　问题描述 223
19.8.2　网格划分 223
19.8.3　创建接触对 223
19.8.4　单元定义 224
19.8.5　设置实常数 224

19.8.6 查看结果 ……224
19.9 接触非线性分析实例 4——螺栓预紧 ……226
19.9.1 问题描述 ……227
19.9.2 网格划分 ……227
19.9.3 创建接触对 ……228
19.9.4 单元定义 ……229
19.9.5 定义预紧截面 ……229
19.9.6 材料定义 ……229
19.9.7 边界条件定义 ……229
19.9.8 施加预紧力 ……229
19.9.9 求解控制 ……230
19.9.10 求解并查看结果 ……231
19.10 本章小结 ……231
第 20 章 多体刚-柔系统分析 ……232
20.1 概述 ……232
20.2 多体刚-柔系统分析原理 ……232
20.3 多体刚-柔系统建模 ……232
20.4 多体刚-柔系统分析关键技术 ……233
20.4.1 建立柔体模型 ……233
20.4.2 建立刚体模型 ……233
20.4.3 建立连接模型 ……233
20.5 多体刚-柔系统分析求解控制 ……233
20.6 多体刚-柔系统分析实例 ……234
20.6.1 问题描述 ……234
20.6.2 网格划分 ……234
20.6.3 创建铰链连接 1 ……236
20.6.4 创建铰链连接 2 ……237
20.6.5 创建局部坐标系 ……239
20.6.6 单元定义 ……239
20.6.7 设置实常数 ……239
20.6.8 材料定义 ……239
20.6.9 边界条件定义 ……240
20.6.10 定义铰链截面 ……240
20.6.11 求解控制 ……240
20.6.12 定义角位移表格数据 ……241
20.6.13 施加角位移载荷 ……244
20.6.14 求解并查看结果 ……245
20.7 本章小结 ……250
参考文献 ……251



第 1 章　绪　论

1.1　有限元法的基本概念

一般情况下，工程问题可表达为物理情况的数学模型。大多数工程问题的数学模型都是针对特定的系统应用自然界的基本定律和原理推导出来的微分方程组，一般不能得到精确解，而需要借助数值方法来近似求解。

有限元法（Finite Element Method，FEM）是在当今工程分析中获得最广泛应用的数值计算方法。用于建立有限元方程的变分原理或加权余量法在数学上已证明是微分方程和边界条件的等效积分形式。因此，有限元解可收敛于原数学模型的精确解。由于它的通用性和有效性，已受到工程技术界的高度重视。

有限元法作为近似求解连续场问题的数值方法，其基本思想是：结构离散化、单元分析、整体分析以及数值求解。

（1）结构离散化

结构离散化即网格划分，是将连续体离散为有限个单元，并通过它们边界上的节点相互连接成为组合体。图 1–1 表示采用四边形和三角形单元将连续体离散化的图形。各个单元通过它们的角节点相互连接。

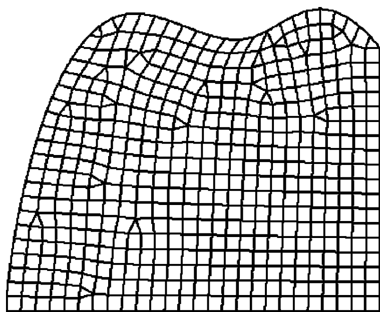


图 1–1　连续体的有限单元离散

（2）单元分析

单元分析是建立单元节点力与节点位移之间的关系，即建立单元的刚度方程

$$[k]^e\{u\}^e=\{f\}^e \tag{1–1}$$

式中，$[k]^e$ 为单元刚度矩阵，与单元内部的材料、变形分布有关；$\{u\}^e$ 为单元节点位移向量；$\{f\}^e$ 为单元节点力向量。

（3）整体分析

整体分析即单元组合，是将式（1–1）描述的单元刚度方程应用到所有单元，并将它们组合起来，以建立整体刚度方程

$$[K]\{U\}=\{F\} \tag{1–2}$$

式中，$[K]$ 为整体系统刚度矩阵；$\{U\}$ 为整体系统节点位移向量；$\{F\}$ 为整体系统节点力向量。

（4）数值求解

整体刚度方程（1–2）是线性代数方程组。在引入边界条件之后，即可采用直接解法

（如 Gauss 消元法、三角分解法和波前法等）或迭代解法（如超松弛迭代法、共轭梯度法等）进行求解，从而得到各节点位移，再由几何方程和本构方程进一步得到各单元内部应变及内部应力。

1.2 有限元法的发展及应用

从应用数学的角度看，有限元法的基本思想可以追溯到Courant在 1943 年做的工作[1]。他首先尝试将一系列三角形区域上的分片连续函数和最小位能原理相结合，来求解St.Venant扭转问题。此后，许多应用数学家、物理学家和工程师分别从不同角度对有限元法的离散理论、方法及应用进行了研究。1960 年，在求解了弹性力学平面问题的基础上，Clough第一次提出了“有限元法”的名称[2]，使人们更清楚地认识到有限元法的特性和功效。

50 多年来，伴随着电子计算机科学和技术的快速发展，有限元法的应用领域已从最初的固体力学扩展到流体力学、传热学和电磁学等几乎所有工程领域。有限元法作为工程分析的有效方法，在理论、方法的研究、计算机程序的开发以及应用领域的开拓等方面发生了根本性的变化。与此同时，一大批由专业软件公司开发的大型通用商业软件（如 ABAQUS、ADINA、ANSYS 和 NASTRAN 等）已得到广泛认可和应用。可以预计，随着现代力学、计算数学和计算机技术等的发展，有限元法作为一个具有坚实理论基础和广泛应用领域的数值分析工具，必将在国民经济建设和科学技术发展中发挥更大的作用，其自身也将得到进一步的发展和完善。

1.3 ANSYS 13.0 与 HyperMesh 11.0

1.3.1 ANSYS 13.0

ANSYS 公司由 John Swanson 博士创建于 1970 年，总部位于美国宾夕法尼亚州的匹兹堡。ANSYS 从最初的版本发展到现在的 ANSYS 13.0，其程序已经有了很大的变化。早期的 ANSYS 只提供了热分析及线性结构分析功能。如今，ANSYS 的分析功能已覆盖了自然界的 4 种场：应力、应变场（结构分析），温度场（热分析），流场（流体动力学分析）和电磁场（电磁场分析）。其应用领域涵盖了航空航天、汽车工业、生物医学、桥梁、建筑、电子产品、重型机械、微机电系统和运动器械等行业。

作为当前最新的版本，ANSYS 13.0 整合了单元技术，提升了运算速度，增强了非线性及多物理场耦合求解等技术。

1.3.2 HyperMesh 11.0

一般来说，计算机辅助工程（Computer Aided Engineering，CAE）分析工程师 80%的时间都花费在有限元模型的建立和修改上。一个功能强大，使用方便，并能够与众多计算机辅助设计（Computer Aided Design，CAD）系统和有限元求解器进行方便的数据交换的有限元前处理工具，对于提高有限元分析（Finite Element Analysis，FEA）工作的质量和效率具有

十分重要的意义。

HyperMesh 是美国 Altair 公司（创建于 1985 年）开发的有限元前处理软件。在 CAE 领域，HyperMesh 具备强大的有限元前处理功能，已成为世界公认的有限元前处理标准。目前，HyperMesh 应用领域涵盖了航空航天、汽车工业、建筑、重装备、国防、消费品、石油天然气、生命和地球科学等行业。



与其他的有限元前处理器比较，HyperMesh 的图形用户界面易于使用，特别是它支持直接输入已有的 CAD 几何模型（如 CATIA、Pro/E、SolidWorks 和 UG 等）；另一方面，它支持各种主流的有限元分析软件（如 ABAQUS、ANSYS、LS-DYNA、MARC、NASTRAN、OptiStruct、PAM-CRASH 和 RADIOSS 等）。利用 HyperMesh 建立有限元网格模型后，可以直接把计算模型转化成不同的求解器格式文件，从而利用相应的求解器进行计算，这使得 HyperMesh 可以作为企业统一的 CAE 前处理平台。

作为当前最新的版本，HyperMesh 11.0 界面更加美观，操作更加方便，提升了几何模型处理、网格划分、网格编辑的能力，增加了对最新版本的 CAD 软件和有限元求解器的支持。

1.4 有限元分析的基本步骤

本书重点介绍基于 ANSYS 与 HyperMesh 的有限元分析技术。从使用有限元软件的角度看，有限元分析可分为 3 个步骤，即有限元分析的前处理、计算和后处理。

（1）前处理

前处理由 HyperMesh 完成，其过程包括 CAD 模型导入、CAD 模型处理、网格划分、材料设置、单元设置、边界条件设置和求解控制等内容。

（2）计算

将 HyperMesh 生成的模型文件直接导入 ANSYS，进行必要的求解控制，提交计算。

（3）后处理

采用 ANSYS 后处理器（POST1/POST26）查看计算结果，并对结果进行分析、评估，从而做出相应的改进或优化。

第 2 章　CAD 建模

本章主要介绍 CAD 建模的必要性和一般原则。

2.1　概述

有限元分析的第一步是建立有限元网格模型。早期的有限元模型采用直接建模的方式，并不需要 CAD 建模。一方面，CAD 模型并不参与有限元计算；另一方面，有限元软件本身可以方便地建立较为简单的有限元模型，如梁结构等。

然而，实际工程问题通常具有复杂的结构，若直接建立其有限元模型将十分困难。因此，需要采用三维 CAD 软件建立工程问题的 CAD 实体模型，再将其转化为有限元模型。

2.2　用于有限元分析的 CAD 模型

不同的分析目的对于 CAD 模型的要求不同。如果只关注结构整体，则可以将结构的细小特征压缩。例如，要分析结构整体模态，则可去掉小的圆角、倒角和螺栓孔等。若需要关注结构细节，则需要建立结构的细节特征。例如，要分析螺栓孔附近的应力情况，则需要建立完整的螺栓孔。若还需考察螺纹强度，则需要建立真实的螺纹模型。

2.3　建立 CAD 模型

目前，几乎可以采用任何一种 CAD 软件进行实体建模。为确保 CAD 模型的通用性，推荐采用专业 CAD 软件进行实体建模，如 CATIA、Pro/E、SolidWorks 和 UG 等。

2.4　本章小结

应根据具体问题建立所需要的 CAD 模型。由于 CAD 软件具有强大的建模和编辑能力，应尽可能采用 CAD 软件建立适合有限元分析的 CAD 模型，这样能极大地减少有限元前处理消耗的时间。

第 3 章　有限元网格划分



本章主要介绍 HyperMesh 11.0 网格划分方法。基于 ANSYS 求解器，给出了 6 个实例，涵盖杆单元、梁单元、板壳单元、六面体单元和四面体单元网格划分方法以及 HyperMesh 11.0 与 ANSYS 13.0 的数据传递。

3.1　概述

有限元网格的好坏直接关系到计算与分析的准确度，是有限元分析的关键。良好的网格是提高仿真可信度的前提，粗糙的网格将得到不精确，甚至错误的结果。

一般来说，CAE 分析工程师 80％的时间都花费在有限元网格模型的建立和修改上。一个功能强大、使用方便的有限元前处理工具，对于提高有限元分析工作的质量和效率具有十分重要的意义。在 CAE 领域，HyperMesh 具备强大的有限元前处理功能，已成为世界公认的有限元前处理标准。

本章主要讲解基于 ANSYS 求解器的 HyperMesh 有限元前处理技术，而不罗列 HyperMesh 软件的全部功能和详细操作步骤，只介绍读者在着手解决工程实际问题时必须掌握的基本方法和应用技巧。

3.2　HyperMesh 11.0 基础

首次启动 HyperMesh 11.0，将弹出 User Profiles 对话框，需要用户指定求解器模板。本书基于 ANSYS 求解器，故选择 ANSYS 模板，同时，取消勾选“Always show at start-up”，并单击“OK”按钮，以设置默认加载 ANSYS 模板，如图 3-1 所示。

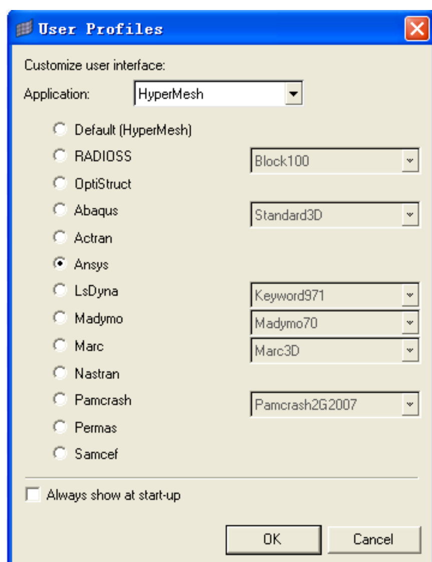


图 3-1　加载 ANSYS 模板



> 也可以在启动 HyperMesh 后，通过菜单栏 Preferences > User Profiles…设置求解器模板。

HyperMesh 11.0 窗口界面主要包含标题栏（Title Bar）、菜单栏（Menu Bar）、工具栏（Toolbars）、标签域（Tab Area）、图形区（Graphics Area）、主菜单（Main Menu）、主菜单页（Main Menu Pages）和状态

栏（Status Bar）等几个区域，如图 3–2 所示。

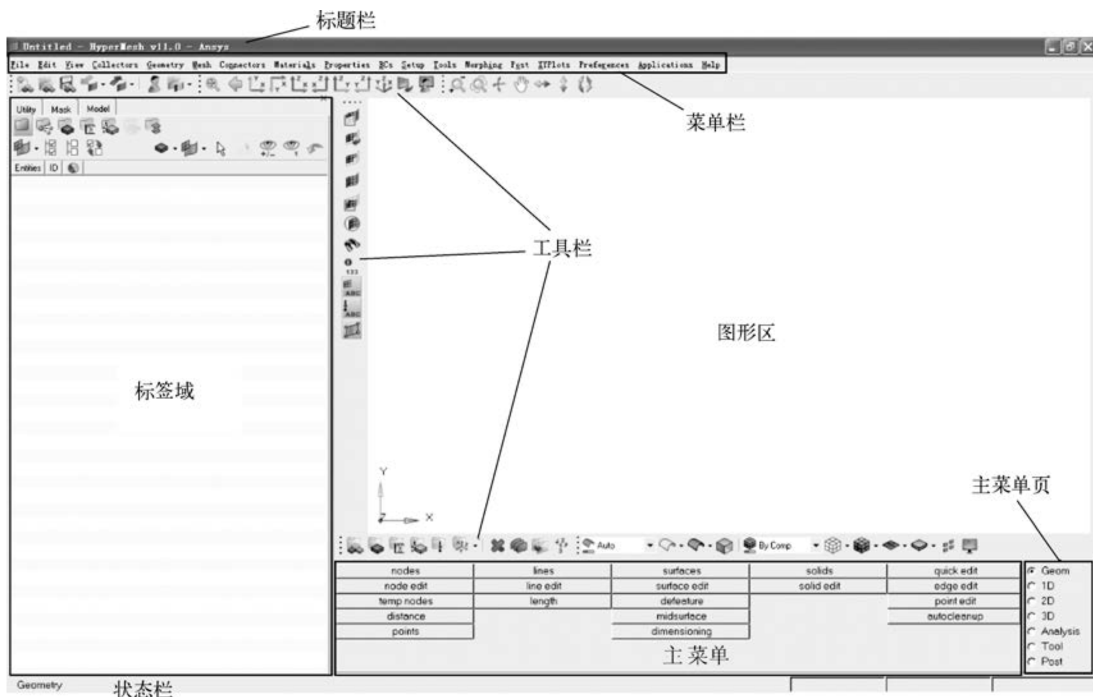


图 3–2　HyperMesh 的主界面

（1）标题栏

标题栏位于窗口界面的最上方，它显示了当前使用的 HyperMesh 版本号和用户正在处理的文件名称。

（2）菜单栏

菜单栏位于标题栏的下方。就像许多应用程序提供的下拉菜单一样，当用户单击这些下拉菜单时，就会出现下一级的菜单选项，通过这些菜单选项可进入 HyperMesh 不同的功能模块。

（3）工具栏

工具栏位于图形区的周围。这些按钮为常用功能提供了快捷途径，如改变显示选项等，它们也可被拖放到图形区的四周。

（4）标签域

标签域（选项卡）位于图形区的左侧，列出了一些有用的工具，如 Model 选项卡和 Utility 选项卡等。

1）Model 选项卡。Model 选项卡包含了 Model 浏览器。Model 浏览器以层树方式显示模型的内容。可以通过 Model 浏览器创建或编辑各种对象，并对其进行组织和显示控制。

2）Utility 选项卡。Utility 选项卡的内容随着求解器模板的改变而变化。对于 ANSYS 模板，默认的 Utility 选项卡如图 3–3 所示。Ansys Tools 页面包含与 ANSYS 模型设置相关的宏；Geom/Mesh 页面包含与创建、编辑几何模型和有限元网格相关的宏；User 页面仅包含用户自己创建的宏；Disp 页面仅包含清除临时节点（Clear Temp Nodes）的宏；QA/Model 页面包含与单元检查和载荷相关的宏。

（5）图形区

图形区位于标题栏的右下方，占据着 HyperMesh 主界面最大的区域。图形区是显示模型的区域。用户可以实时地在三维空间中对模型进行操作。除显示模型外，在图形区也可交互式地选择实体。

（6）主菜单

主菜单位于图形区的下方，显示每一个页面上可用的功能，可通过单击相应的按钮来实现用户需要的功能。

（7）主菜单页

主菜单页位于主菜单的右侧。主菜单页将主菜单按功能分组，主菜单一次仅能显示一个页面，如图 3-4~图 3-9 所示。Geom 页面包含与创建和编辑几何模型有关的功能；1D、2D、3D 页面分别包含一维、二维、三维单元的创建和编辑工具；Analysis 页面包含分析问题以及边界条件定义的功能；Tool 页面包含各种工具和模型检查功能；Post 页面包含后处理功能。

（8）状态栏

状态栏位于 HyperMesh 主界面的最下方。状态栏的左端显示了当前主菜单页（默认为 Geometry）。状态栏右端的 3 个区域显示了当前包含文件、当前组件集和当前载荷集（所有区域默认为空）。

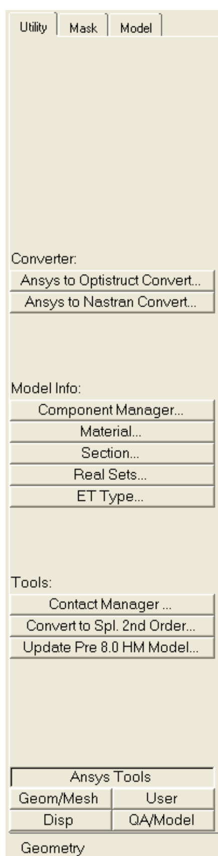


图 3-3 Utility 选项卡

3.3 CAD 模型导入及几何清理

几何模型通常由专业的 CAD 软件建立，然后导入 HyperMesh。为减少有限元前处理的工作量，最好的办法是采用 CAD 软件直接建立适合有限元分析的 CAD 模型。然而，CAD 工程师建立的 CAD 模型需要精确的表达几何结构，通常会包含某些细小特征，如倒圆角、倒角和小孔等。所以，将 CAD 模型导入 HyperMesh 之后，通常还需要进行几何清理，以便于网格划分。

masses	bars	connectors	line mesh	edit element	Geom
	rods	spotweld	linear 1d	split	1D
	rigids	HyperBeam		replace	2D
	rbe3			detach	3D
	springs			order change	Analysis
	gaps		vectors	config edit	Tool
		ET Types	systems	elem types	Post

图 3-4 1D 页面

planes	ruled	connectors	automesh	edit element	Geom
cones	spline	HyperLaminate	shrink wrap	split	1D
spheres	skin	composites	smooth	replace	2D
torus	drag		qualityindex	detach	3D
	spin		elem cleanup	order change	Analysis
	line drag			config edit	Tool
	elem offset	ET Types		elem types	Post

图 3-5 2D 页面

solid map	drag	connectors	tetramesh	edit element	Geom
linear solid	spin		smooth	split	1D
solid mesh	line drag		CFD tetramesh	replace	2D
	elem offset			detach	3D
				order change	Analysis
				config edit	Tool
		ET Types		elem types	Post

图 3-6　3D 页面

vectors	load types			control cards	Geom
systems	constraints				1D
	equations	temperatures	entity sets	load steps	2D
	forces	flux	blocks		3D
	moments	load on geom			Analysis
	pressures				Tool
				solver	Post

图 3-7　Analysis 页面

assemblies	find	translate	check elems	numbers	Geom
organize	mask	rotate	edges	renumber	1D
color	delete	scale	faces	count	2D
rename		reflect	features	mass calc	3D
reorder		project	normals	tags	Analysis
convert		position	dependency	HyperMorph	Tool
build menu		permute	penetration	shape	Post

图 3-8　Tool 页面

	hidden line	deformed		apply result	Geom
	contour	transient	titles		1D
	vector plot		summary		2D
					3D
					Analysis
					Tool
					Post

图 3-9　Post 页面

HyperMesh 提供了许多几何清理的工具（位于 Geom 页面，见图 3-2），可以完成拓扑修复、拓扑改进、中面抽取和简化细节等工作。

3.4　一维网格划分

HyperMesh 定义的一维单元通常指点单元和线单元。对于 ANSYS，点单元可表示 MASS21、TARGE170 和 CONTA175 等，线单元可表示 COMBIN14、LINK180、MPC184、BEAM188、CERIG 和 RBE3 等。例 3-1 和例 3-2 为一维网格划分实例。

3.5　二维网格划分

HyperMesh 定义的二维单元通常指面单元。对于 ANSYS，面单元可表示 TARGE170、CONTA173、CONTA174、SHELL181 和 SHELL281 等。例 3-3 为二维网格划分实例。

3.6 三维网格划分



HyperMesh 定义的三维单元通常指体单元。对于 ANSYS，体单元可表示 SOLID185 和 SOLID186 等。例 3-4 和例 3-5 为三维网格划分实例。

3.7 网格质量检查

网格质量是指网格形状的合理性。当各类网格具有理想的形状时，计算结果最好。实际划分的网格不可能都达到理想形状，这就是网格变形。当网格变形超出一定限度时，计算精度会随变形的增加而显著下降。因此，在划分网格时，应将网格变形控制在一定范围内。也就是说，网格应该满足一定的质量要求。

对于简单的模型，使用自动或半自动方法划分的网格可以不经过网格质量检查而直接用于分析。但对于复杂的模型，由于结构形状和网格生成的复杂性，网格或多或少存在一些质量问题。单元的网格质量直接关系到有限元模型分析的精度和收敛性，因此，网格质量检查是网格划分过程中必不可少的一步，也是有限元分析中必须引起重视的一步。建议将网格质量检查与网格划分同时进行，尤其对于复杂构件，应避免网格全部划分完成后的一次性检查，这会导致出现大量失效网格而造成单元质量改进工作的巨大困难。

网格质量检查包括：单元连续性检查、单元法向检查、重复单元检查以及单元各项质量检查等内容。HyperMesh提供了多个工具用于单元质量检查以及单元质量修正[3]，详细介绍如下：

（1）qualityindex 面板

qualityindex 面板位于 2D 页面，用于评估 2D 网格的整体质量，如图 3-10 所示。在 qualityindex 面板中，可以设置质量检查标准，并按这些标准用一个值——综合质量指标值（comp. QI）评价网格划分的质量。同时，该面板也提供了编辑和优化节点/单元的功能。

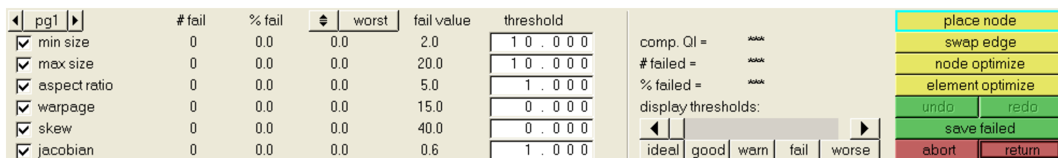


图 3-10 qualityindex 面板

（2）edges 面板

edges 面板位于 Tool 页面，也可通过快捷键〈Shift + F3〉进入 edges 面板，如图 3-11 所示。edges 面板可以在 2D 单元中查找自由边（不连续的边）、“T”形连接（与 3 个或更多单元连接的边）或者不连续的连接，同时可以显示合并重复的节点。在合并重复节点之前，可以利用 preview equiv 预览在使用 equivalence 时将被合并的节点，以判断这些节点是否需要合并，给定的公差是否合适。

（3）faces 面板

faces 面板位于 Tool 页面，如图 3-12 所示。faces 面板的操作方式与 edges 面板相同，只

是针对 3D 单元。faces 面板可用于生成 3D 实体单元的表面单元（2D 单元），查找 3D 实体单元的自由面（不连续的面），也可用于查找并删除重复节点。

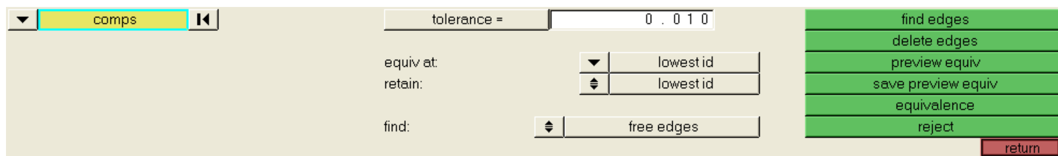


图 3-11　edges 面板

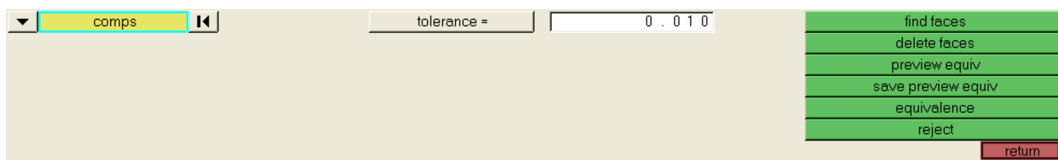


图 3-12　faces 面板

（4）normals 面板

normals 面板位于 Tool 页面，也可通过快捷键〈Shift ＋ F10〉进入 normals 面板，如图 3-13 所示。在某些有限元分析中（如接触分析等），要求单元法向必须一致。normals 面板可以显示面或单元的法线，可以调整单元法线方向并且可以将单元或面的法线反向。单元的法线方向是由组成单元的节点按顺序以“右手法则”确定的。

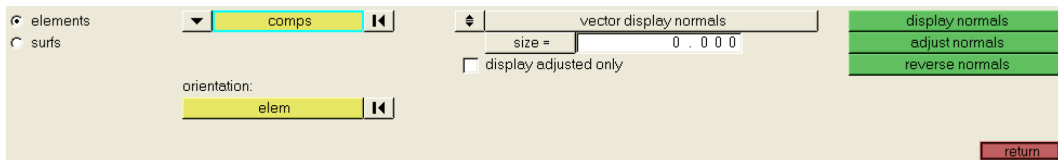


图 3-13　normals 面板

（5）check elems 面板

check elems 面板位于 Tool 页面，也可通过快捷键〈F10〉进入 check elems 面板。check elems 面板可以检查单元的基本质量和几何质量。依据单元类型，check elems 面板可分为 3 类，即 1-d、2-d、3-d 面板，如图 3-14~图 3-16 所示。

1-d 单元质量检查面板如图 3-14 所示。

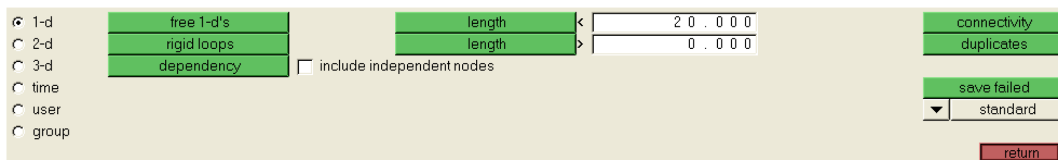


图 3-14　1-d 单元质量检查面板

1）1-d 单元质量检查。1-d 单元质量检查包含：

① free 1-d's——检查一维单元是否含有自由端。

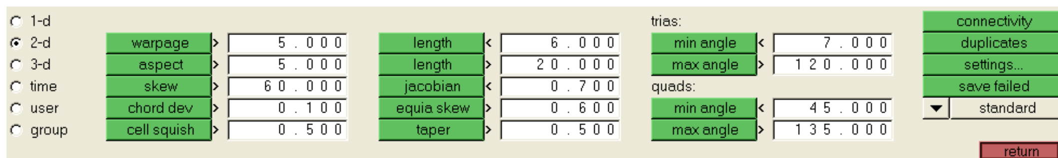


图 3-15 2-d 单元质量检查面板

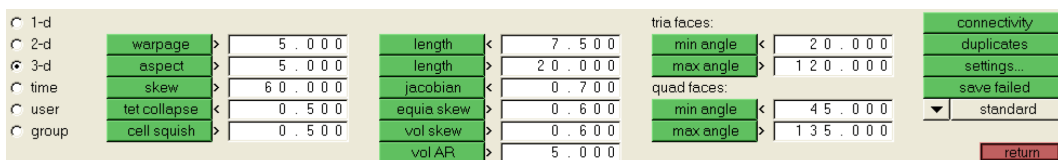


图 3-16 3-d 单元质量检查面板

② rigid loops——检查一维刚性单元是否形成刚性环。

③ dependency——检查焊接和刚性单元是否含有双重依赖。

④ length <——检查单元的最小长度。

⑤ length >——检查单元的最大长度。

2）2-d 单元质量检查。2-d 单元质量检查包含：

① warpage——检查四边形单元的翘曲量，即单元偏离平面的量。由于 3 点形成平面，当四边形的一个角点与其他 3 个角点不在同一平面上时，则形成翘曲。一般地，可接受小于 5° 的翘曲量。

② aspect——检查单元的纵横比，即单元最长边与最短边之比。一般地，纵横比应小于 5。

③ skew——检查单元的扭曲度。三角形单元的扭曲角定义为：单元任意一边的中线与其余两边中点连线所成最小夹角的余角，即 $90^\circ - \min(\alpha_1,\alpha_2,\alpha_3)$。四边形单元的扭曲角定义为：单元对边中点连线所成最小夹角的余角，即 $90^\circ - \min(\alpha_1,\alpha_2)$，如图 3-17 所示。

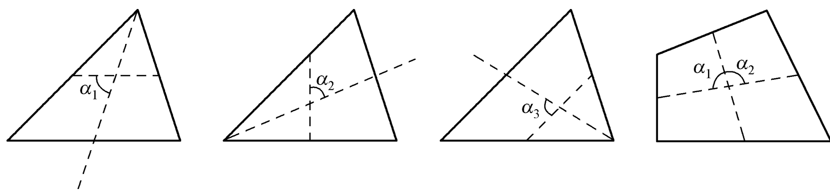


图 3-17 扭曲角的几何表示

④ chard dev——检查表面单元偏离真实曲面的程度，即弦差。曲面可以用许多小的平面来近似，弦差即为单元各边的中点与该点在对应面上的投影点的距离。

⑤ length <——检查单元的最小边长。

⑥ length >——检查单元的最大边长。

⑦ jacobian——检查单元偏离理想形状的程度，即雅可比（jacobian）值。雅可比值的范围从 0 到 1，1 表示理想形状。HyperMesh 在每个单元的高斯积分点或角节点计算 jacobian 矩阵的行列式，并且输出最小值与最大值之比，即 jacobian 值。通常认为大于 0.7 的比值是可以接受的，而小于 0 的比值表示一个凹面单元，这将导致收敛问题。

⑧ taper——检查四边形单元偏离矩形的程度。四边形可由对角线分为两个区域，如图 3−18 所示。taper 按下式定义：

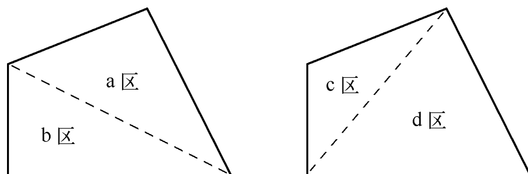


图 3−18　四边形分区

$$taper = 1 - \left(\frac{A_{tri}}{0.5 \times A_{quad}} \right)_{min} \tag{3-1}$$

式中，A_{tri} 为单个三角形区域的面积；A_{quad} 为四边形的面积。

可见，当 taper 接近 0 时，四边形近似为矩形。特别地，规定三角形的 taper 值为 0。

⑨ min angle <——检查单元的最小内角。

⑩ max angle <——检查单元的最大内角。

3）3−d 单元质量检查。3−d 单元质量检查包含了与 2−d 单元质量检查相同的项，如 warpage、aspect、skew、length <、length >、jacobian、min angle < 和 max angle <。除此之外，3−d 单元质量检查还包含一些新的检查项，用于三维实体单元质量检查。

① tet collapse——检查四面体单元坍塌的程度。HyperMesh 计算四面体每个顶点到其相对面的距离并除以该面面积的二次根，取其中的最小值除以 1.24，所得即为 tet collapse 值。四面体坍塌时，该值为 0，对于正四面体，该值为 1。

② vol skew——检查四面体单元扭曲的程度。HyperMesh 假定一个过四面体 4 个顶点的球体，再依照球体的半径算出一个理想的正四面体的体积，定义 vol skew=（理想体积−实际体积）/理想体积。vol skew=0 代表正四面体，vol skew=1 代表完全坍塌的四面体，即体积为 0。

③ vol AR——检查三维实体单元的形状。对于四面体单元，vol AR 为最长的边与最小高线之比；对于其余三维实体单元，vol AR 为最长的边与最短的边长之比。

3.8 HyperMesh 11.0 与 ANSYS 13.0 的数据传递接口

HyperMesh 11.0 扩展了对 ANSYS 求解器的支持，包括单元类型、求解方法和文件格式。HyperMesh 可以定义 ANSYS 单元、载荷和边界条件，然后输出为.CDB 模型文件，以供 ANSYS 求解。新版的 ANSYS（如 ANSYS 13.0 等）采用 BLOCK 格式写出.CDB 模型文件。早期版本的 ANSYS（如 ANSYS 5.4 等）采用 APDL 格式写出.CDB 模型文件。HyperMesh 可读入两种格式的.CDB 模型文件。图 3−19 和图 3−20 分别为 HyperMesh 11.0 的输入、输出接口。

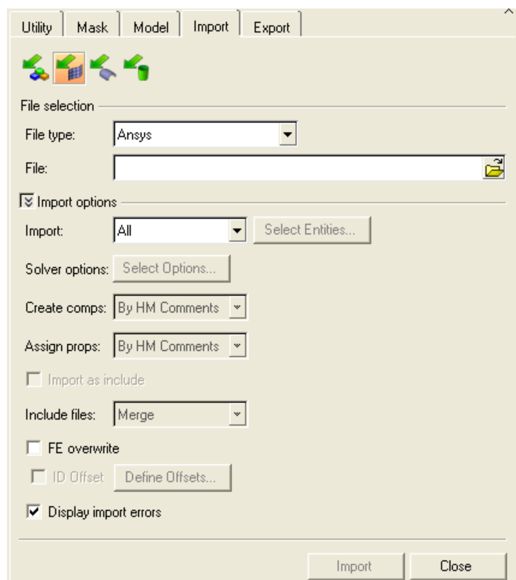


图 3-19　HyperMesh 11.0 模型的输入接口

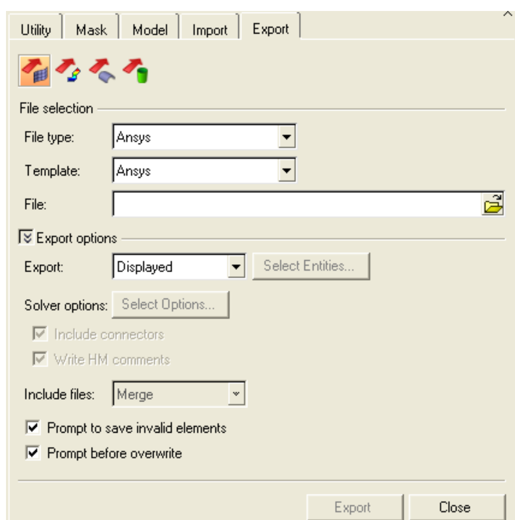


图 3-20　HyperMesh 11.0 模型的输出接口

3.9　一维网格划分实例 1

【例 3-1】　杆单元网格划分实例。

本实例讲解利用 HyperMesh 创建杆单元 LINK180，详细过程如下：

（1）加载 ANSYS 模板

详见 3.2 节。

（2）创建 LINK180 组件集

组件集（Components）用于存放几何和单元。

单击 Components 按钮，将 comp name=设置为 LINK180，将颜色切换为蓝色，然后单击 create 按钮，如图 3-21 所示。

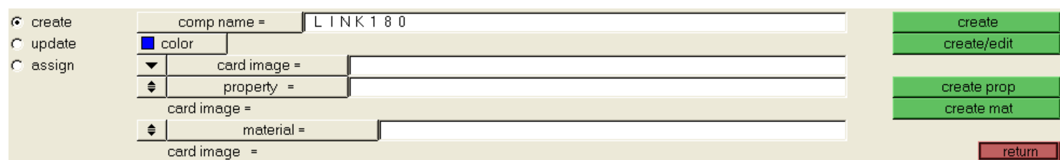


图 3-21　创建 LINK180 组件集

（3）创建临时节点

本例要创建的杆单元十分简单，不需要几何模型，可直接建立单元。

1）在 Geom 页面中选择 nodes 面板，或按快捷键〈F8〉进入 nodes 面板。

2）确认选中 XYZ 按钮，输入坐标值：x=0，y=0，z=0，单击 create 按钮，即创建了坐标值为（0，0，0）的临时节点，如图 3-22 所示。

3）创建其余两个临时节点，坐标值分别为（100，0，0）和（200，0，0）。单击 xy Top

Plane View 按钮，可在图形区显示所创建的 3 个临时节点。

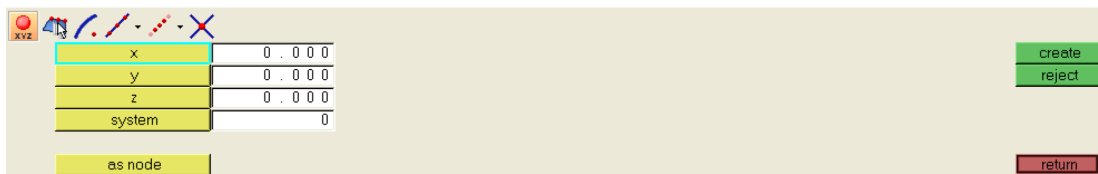


图 3-22　创建临时节点

（4）创建 LINK180 单元

1）在 1D 页面中选择 rods 面板。确认选中 create 子面板，将 elem types=切换为 LINK180，如图 3-23 所示。

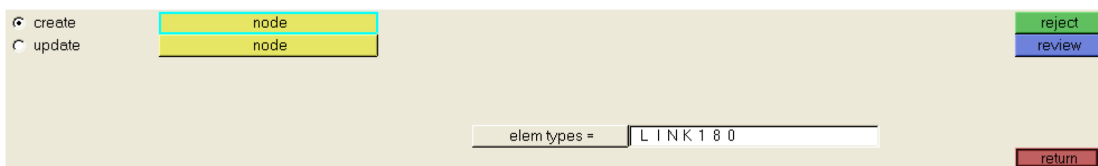


图 3-23　创建 LINK180 单元

2）在图形区分别单击临时节点（0，0，0）和（100，0，0），即创建了一个 LINK180 单元。

3）同理，在图形区分别单击临时节点（100，0，0）和（200，0，0），创建另一个 LINK180 单元。LINK180 单元如图 3-24 所示（确认选中 Display Element Handles 按钮）。



图 3-24　LINK180 单元



两个 LINK180 单元存放于当前的组件集，即 LINK180 组件集。

（5）清除临时节点

临时节点并不参与计算，可以将其清除。

在 Geom 页面中选择 temp nodes 面板，单击 clear all 按钮，清除所有临时节点。

注意：① 对于 LINK180 单元，还需设定单元类型、实常数和材料属性，本例不做演示。

② 本例的网格模型非常简单，无需特别的质量检查。

（6）保存模型

选择菜单命令 File > Save As，弹出 Save Model As 对话框，选择模型保存路径，并输入文件名 LINK180.hm，单击“保存”按钮。

3.10 一维网格划分实例 2

【例 3-2】 梁单元网格划分实例。

本实例讲解利用 HyperMesh 划分梁单元 BEAM188，详细过程如下：

（1）加载 ANSYS 模板

详见 3.2 节。

（2）创建 BEAM188 组件集

单击 Components 按钮，将 comp name=设置为 BEAM188，将颜色切换为浅蓝色，然后单击 create 按钮，如图 3-25 所示。

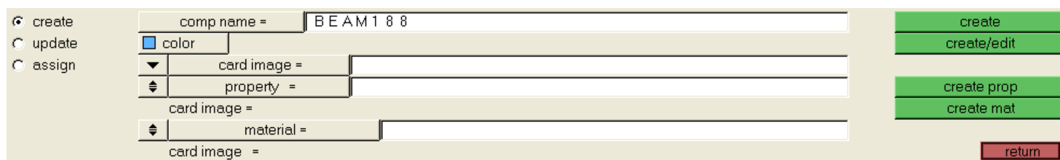


图 3-25 创建 BEAM188 组件集

（3）创建直线

梁单元可由两点直接创建，也可采用划分线网格的方式创建，本例选用后者。

1）在 Geom 页面中选择 lines 面板。

2）确认选中 XYZ 按钮，在 Start point 中输入坐标值：x=0，y=0，z=0，在 End point 中输入坐标值：x=100，y=0，z=0，单击 create 按钮，即创建了端点坐标分别为（0，0，0）和（100，0，0）的直线，如图 3-26 所示。

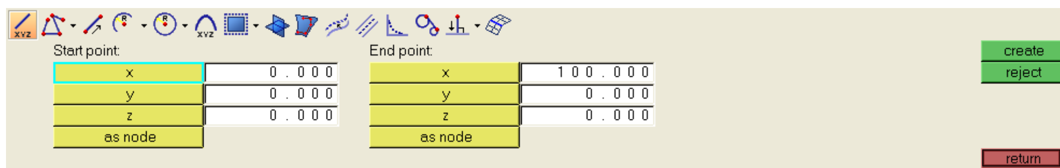


图 3-26 创建直线

（4）划分 BEAM188 单元

在 1D 页面中选择 line mesh 面板。将 element size=设置为 20，element config 设置为 bar2，选中所创建的直线，单击 mesh 按钮，并单击 return 按钮，如图 3-27 所示。BEAM188 单元如图 3-28 所示，（确认选中 Display Element Handles 按钮）。

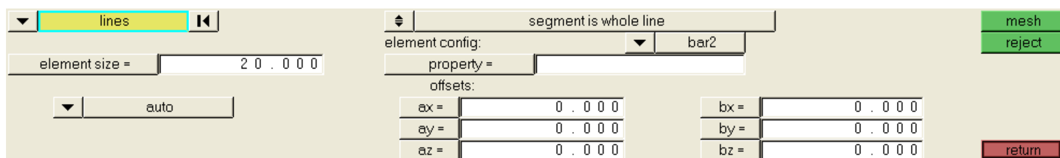


图 3-27 划分 BEAM188 单元

BEAM188　BEAM188　BEAM188　BEAM188　BEAM188

图 3-28　BEAM188 单元



5 个 BEAM188 单元和一条直线存放于当前的组件集，即 BEAM188 组件集。

注意：对于 BEAM188 单元，可设置方向节点，以方便调整截面形状。本例采用的是自动设置方向点。

（5）定义梁截面

通常，ANSYS 内部默认的梁截面形状已足够使用，不必采用自定义截面形状（可采用实体单元模拟）。

1）在 Utility 选项卡中，单击 Section...按钮，弹出 Section 对话框。

2）单击 New...按钮，弹出 Create Section 对话框。设置 Section name 为 BEAM188，勾选 Define by HyperBeam，选中 New section，单击 Creat/Edit...按钮，如图 3-29 所示。

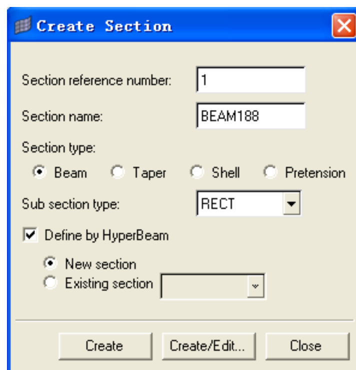


图 3-29　Create Section 对话框

3）设置 Dimension（a）=4，Dimension（b）=2，图形区显示出梁截面形状，右侧显示出截面形状几何信息，如图 3-30 所示。

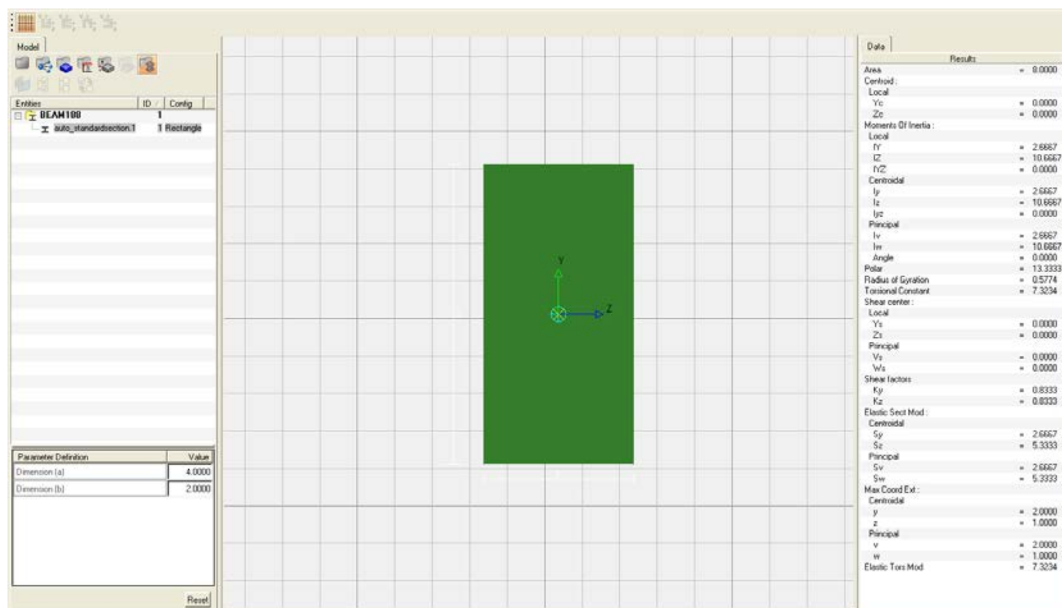


图 3-30　定义梁截面形状

4）选中菜单命令 File > Exit，再单击 return 按钮，返回 Create Section 对话框，单击

Close 按钮，返回 Section 对话框，单击 Close 按钮，关闭 Section 对话框。



此时，编号为 1 的梁截面已创建完毕，在将梁截面赋予 BEAM188 组件集之后（详见例 3-6），HyperMesh 11.0 可显示出梁的实体，如图 3-31 所示。

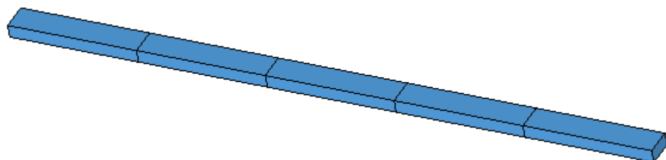


图 3-31 显示梁的实体

注意：① 对于 BEAM188 单元，还需设定单元类型和材料属性，例 3-6 给出了示例，本例不做演示。

② 本例的网格模型非常简单，无需特别的质量检查。

（6）保存模型

选中菜单命令 File > Save As，弹出 Save Model As 对话框，选择模型保存路径，并输入文件名 BEAM188.hm，单击“保存”按钮。

3.11 二维网格划分实例

【例 3-3】 板壳单元网格划分实例。

本实例讲解利用 HyperMesh 划分板壳单元 SHELL181，详细过程如下：

（1）加载 ANSYS 模板

详见 3.2 节。

（2）导入几何模型

1）单击 Import Solver Deck 按钮，打开 Import 选项卡。

2）确认选中 Import Geometry 按钮，确认 File type:为 Auto Detect，HyperMesh 将自动判断几何文件格式，其余保持默认设置，如图 3-32 所示。

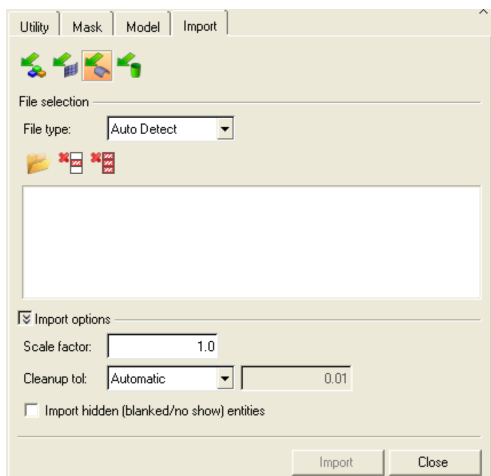


图 3-32 Import 标签

3）单击 Select Files...按钮，弹出 Select Auto Detect File 对话框，选择已经创建好的几何文件 beam.prt.1，并单击“打开”按钮，返回 Import 选项卡，单击 Import 按钮，将几何模型导入图形区，如图 3-33 所示（确认选中 Shaded Geometry and Surface Edges 按钮）。

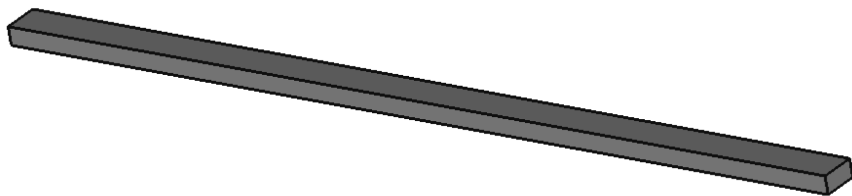


图 3-33　几何模型

说明：几何文件 beam.prt.1 由 Pro/E 创建，几何参数详见例 6-1。

（3）抽取中面

中面用于划分板壳单元。

在 Geom 页面中选择 midsurface 面板，确认选中 auto midsurface 子面板，单击几何模型，再单击 extract 按钮，抽取中面，如图 3-34 和图 3-35 所示。

说明：HyperMesh 自动创建 Middle Surface 组件，并将中面几何模型存放其中。

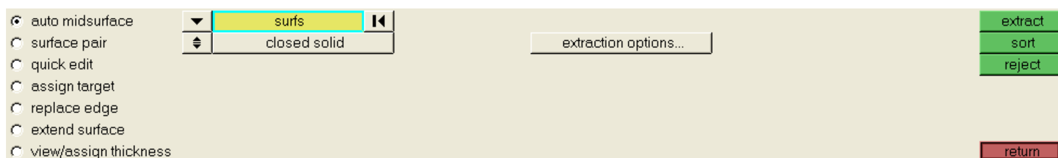


图 3-34　auto midsurface 面板

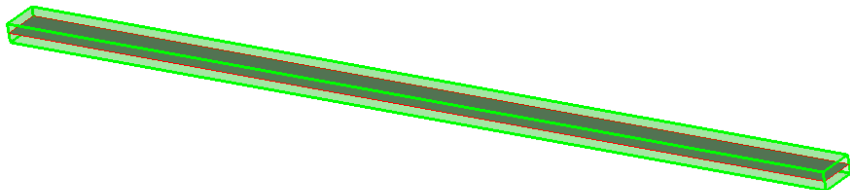


图 3-35　中面几何模型（深色面）

（4）创建 SHELL181 组件集

单击 Components 按钮，将 comp name=设置为 SHELL181，将颜色切换为浅蓝色，然后单击 create 按钮，如图 3-36 所示。



图 3-36　创建 SHELL181 组件集

（5）划分 SHELL181 单元

1）在 2D 页面中选择 auto mesh 面板，或按快捷键〈F12〉进入 auto mesh 面板。

2）确认选中 size and bias 子面板，将 element size=设置为 5，mesh type:切换为 quads only，控制所有单元为四边形单元，elems to surf comp 切换为 elems to current comp，将单元放置于当前组件集，即 SHELL181 组件集，如图 3-37 所示。

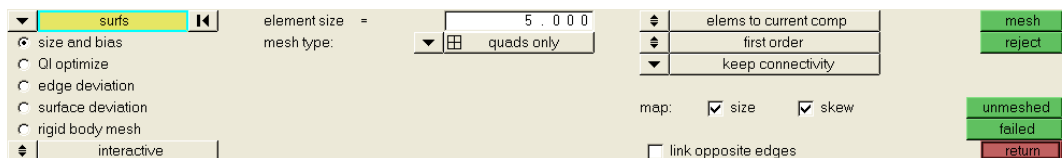


图 3-37　划分 SHELL181 单元

3）选中中面，再单击 mesh 按钮，然后单击 return 按钮，网格已划分完毕，如图 3-38 所示。

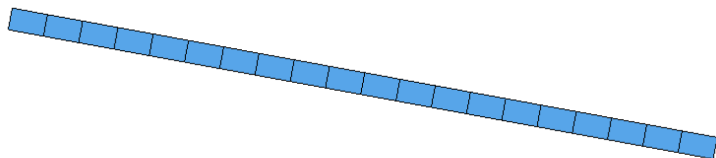


图 3-38　SHELL181 单元

说明：可关闭所有几何显示，仅显示网格模型，并用快捷键〈Ctrl〉+鼠标左键或〈Ctrl〉+鼠标右键调整模型的显示角度和位置。

注意：① 对于 SHELL181 单元，还需设定单元类型、实常数（或截面特性）和材料属性，例 3-6 给出了示例，本例不做演示。

② 本例的网格模型非常简单，无需特别的质量检查。

（6）保存模型

选中菜单命令 File > Save As，弹出 Save Model As 对话框，选择模型保存路径，并输入文件名 SHELL181.hm，单击“保存”按钮。

3.12　三维网格划分实例 1

【例 3-4】　六面体单元网格划分实例。

本实例讲解利用 HyperMesh 划分六面体单元 SOLID185，详细过程如下：

（1）加载 ANSYS 模板

详见 3.2 节。

（2）导入几何模型

几何模型与例 3-3 相同，导入过程详见例 3-3。

（3）创建 SOLID185 组件集

单击 Components 按钮，将 comp name=设置为 SOLID185，将颜色切换为浅蓝色，然后单击 create 按钮，如图 3-39 所示。



图 3-39 创建 SOLID185 组件集

（4）划分 SOLID185 单元

HyperMesh 提供了多种六面体网格划分方法，本例利用 solid map 面板划分六面体网格。

1）在 3D 页面中选择 solid map 面板。

2）确认选中 multi solids 子面板，将 elem size:设置为 5，source shells:切换为 quads only，控制所有面单元为四边形单元，elems to solid/surf comp 切换为 elems to current comp，将六面体单元放置于当前组件集，即 SOLID185 组件集，如图 3-40 所示。

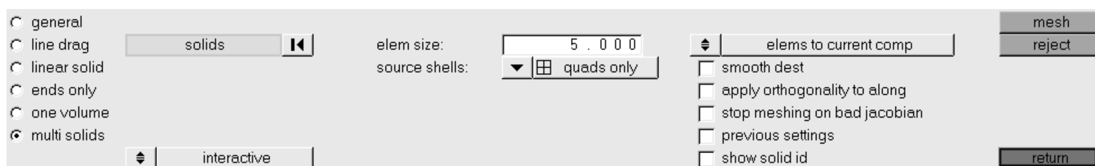


图 3-40 划分 SOLID185 单元

3）选中几何体，再单击 mesh 按钮，在弹出的面板中再次单击 mesh 按钮，然后单击 return 按钮，网格已划分完毕，如图 3-41 所示。

说明：可关闭所有几何显示，仅显示网格模型，并用快捷键〈Ctrl〉+鼠标左键或〈Ctrl〉+鼠标右键调整模型的显示角度和位置。

注意：① 对于 SOLID185 单元，还需设定单元类型和材料属性，本例不做演示。

② 本例的网格模型非常简单，无需特别的质量检查。

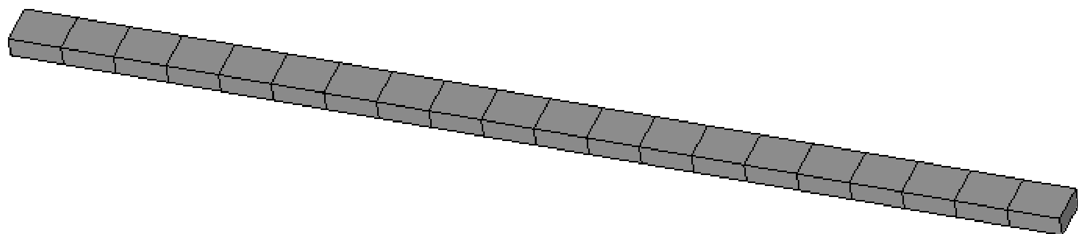


图 3-41 划分 SOLID185 单元网格

（5）保存模型

选中菜单命令 File > Save As，弹出 Save Model As 对话框，选择模型保存路径，并输入文件名 SOLID185.hm，单击“保存”按钮。

3.13 三维网格划分实例 2

【例 3-5】 高阶四面体单元网格划分实例。

本实例讲解利用 HyperMesh 划分高阶四面体单元 SOLID186，详细过程如下：

（1）加载 ANSYS 模板

详见 3.2 节。

（2）导入几何模型

几何模型与例 3-3 相同，导入过程详见例 3-3。

（3）划分高阶三角形面单元

HyperMesh 支持两种四面体网格划分方式：一种是对几何体直接进行四面体网格划分，另一种是对封闭的三角形或四边形单元划分四面体网格，本例采用第二种方法。

1）在 2D 页面中选择 auto mesh 面板，或按快捷键〈F12〉进入 auto mesh 面板。

2）确认选中 size and bias 子面板，将 element size=设置为 2，mesh type:切换为 trias，控制所有单元为三角形单元，确认设置 elems to surf comp，将三角形单元放置于当前组件集，即 BEAM 组件集，将 first order 切换为 second order，控制生成高阶三角形单元，如图 3-42 所示。

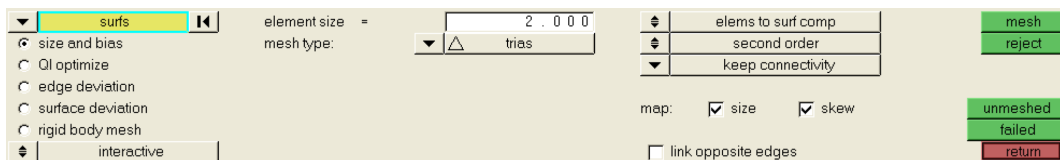


图 3-42 划分高阶三角形单元

3）选中所有几何面（〈Shift〉+鼠标左键框选），再单击 mesh 按钮，然后单击 return 按钮，高阶三角形单元已划分完毕，如图 3-43 所示。

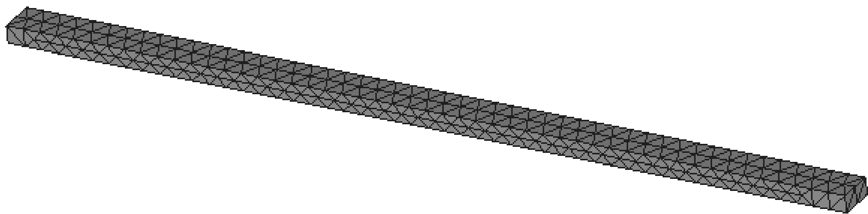


图 3-43 划分高阶三角形单元网格

说明：可关闭几何显示，仅显示网格模型，并用快捷键〈Ctrl〉+鼠标左键或〈Ctrl〉+鼠标右键调整模型的显示角度和位置。

（4）创建 SOLID186 组件集

单击 Components 按钮，将 comp name=设置为 SOLID186，将颜色切换为浅蓝色，然后单击 create 按钮，如图 3-44 所示。



图 3-44　创建 SOLID186 组件集

（5）划分高阶四面体单元 SOLID186

1）在 3D 页面中选择 tetra mesh 面板。

2）确认选中 Tetra mesh 子面板，其余设置如图 3-45 所示。

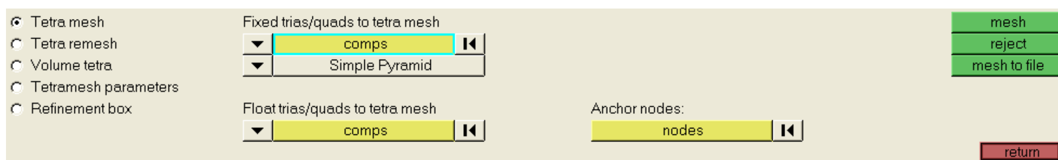


图 3-45　划分高阶四面体单元

3）选中三角形面网格，再单击 mesh 按钮，然后单击 return 按钮，网格已划分完毕，如图 3-46 所示。

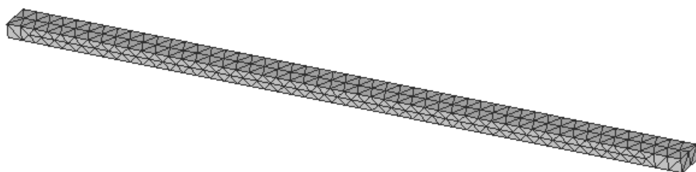


图 3-46　高阶四面体单元

说明：高阶四面体单元放置于当前组件集，即 SOLID186 组件集。

（6）单元质量检查

1）在 Tool 页面中选择 check elems 面板，也可通过快捷键〈F10〉进入 check elems 面板。

2）只显示 BEAM 组件集中的三角形单元，如图 3-47 所示。

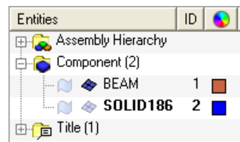


图 3-47 显示 BEAM 组件集中的单元

3）选中 2-d 子面板，各质量检查参数按图 3-48 设置。依次单击 warpage、aspect、skew、chard dev、length <、length >、jacobian、taper、min angle <、max angle > 按钮，状态栏提示所有检查项均满足指标要求。

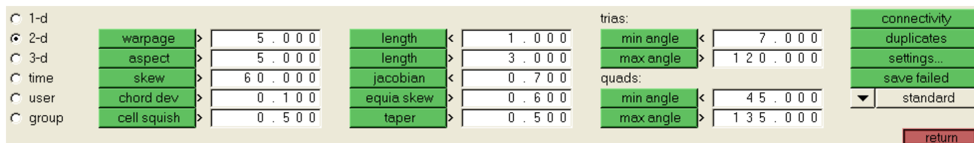


图 3-48　2-d 单元质量检查面板

4）只显示 SOLID186 组件集中的高阶四面体单元。

5）选中 3-d 子面板，各质量检查参数按图 3-49 设置。依次单击 warpage、aspect、skew、tet collapse、length <、length >、jacobian、vol skew、vol AR、min angle <、max angle > 按钮，状态栏提示所有检查项均满足指标要求。

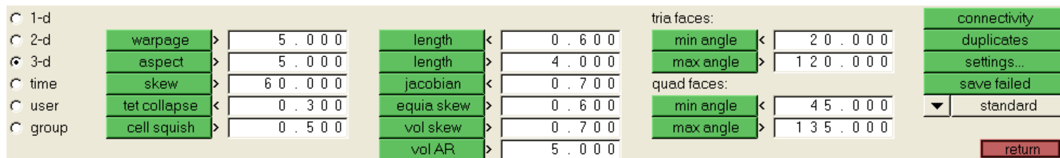


图 3-49　3-d 单元质量检查面板

注意：对于 SOLID186 单元，还需设定单元类型和材料属性，例 3-6 给出了示例，本例不做演示。

（7）保存模型

选中菜单命令 File > Save As，弹出 Save Model As 对话框，选择模型保存路径，并输入文件名 SOLID186.hm，单击“保存”按钮。

3.14　HyperMesh 11.0 与 ANSYS 13.0 接口实例

【例 3-6】　HyperMesh 11.0 与 ANSYS 13.0 接口实例。

本实例讲解利用 HyperMesh 为 ANSYS 设定单元选项、实常数、截面特性、材料特性和组件结构。

（1）加载 ANSYS 模板

详见 3.2 节。

（2）读取模型文件

单击 Open Model 按钮，在<安装目录>\tutorials\hm\interfaces\ansys\找到 chapter2_1.hm 文件并打开，模型如图 3-50 所示。

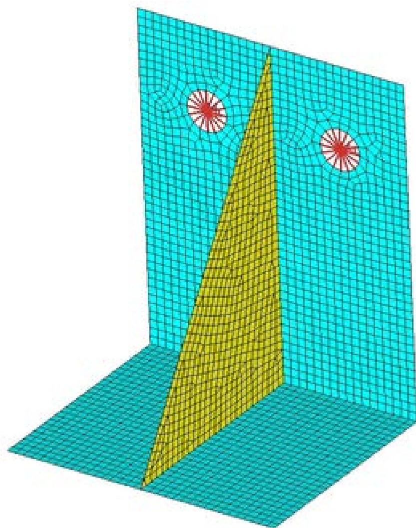


图 3-50　chapter2_1.hm 模型

（3）添加单元类型

1）在 Utility 选项卡中，单击 ET Type...按钮，弹出 ET Type 对话框。

2）单击 New...按钮，弹出 Create ET Type 对话框。从 Element type 下拉菜单中选择 SHELLS > SHELL181 单元。单击 Create/Edit 按钮，勾选 kopt3_FLAG，并设置 kopt3=2，单击 return 按钮，返回 ET Type 对话框。

3）再次从 Element type 下拉菜单中选择 MASS > MASS21 单元。单击 Create 按钮，再单击 Close 按钮，退出 Create ET Type 对话框。此时，ET Type 对话框如图 3-51 所示。

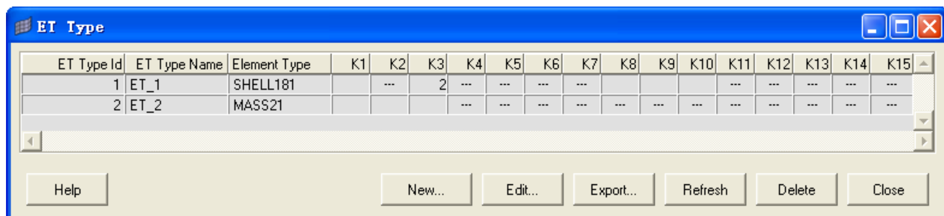


图 3–51　ET Type 对话框

4）单击 Close 按钮，退出 ET Type 对话框。

（4）添加实常数

1）在 Utility 选项卡中，单击 Real Sets...按钮，弹出 Real Sets 对话框。

2）单击 New... 按钮，弹出 Create Real Sets 对话框。

3）从 Element type 下拉菜单中选择 SHELLS > SHELL181 单元。单击 Create/Edit 按钮，弹出实常数设置卡片。设置 TKI(1)=10，表示单元在 *I* 节点的厚度为 10 个单位，然后单击 return 按钮。

说明：如果单元厚度为常数，则只需设置 TKI(1)。如果单元厚度为变量，则还需指定 TKJ(2)、TKK(3)和 TKL(4)。

4）重复步骤 3)，继续创建厚度为 5 的单元 SHELL181。

5）从 Element type 下拉菜单中选择 MASS > MASS21 单元，单击 Create/Edit 按钮，弹出实常数设置卡片。设置 MASSX(1)=0.001，MASSY(2)=0.001，MASSZ(3)=0.001，然后单击 return 按钮，再单击 Close 按钮，退出 Create Real Sets 对话框。此时，Real Sets 对话框如图 3–52 所示。

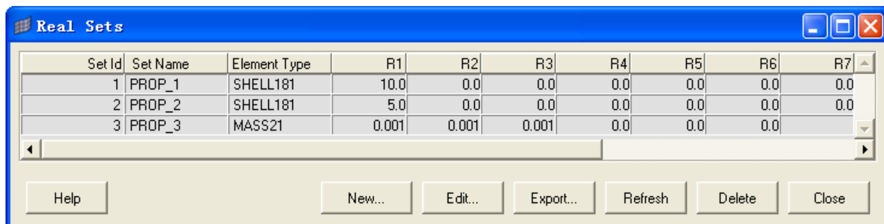


图 3–52　Real Sets 对话框

6）单击 Close 按钮，退出 Real Sets 对话框。

（5）添加材料属性

1）在 Utility 选项卡中，单击 Material...按钮，弹出 Material 对话框。

2）单击 New...按钮，弹出 Material 对话框。将 Name:修改为 Steel；Material type:修改为 MP；Number of temp:修改为 1；在 Material Prop 表格中，选择下拉菜单 EX，在 C0 相应栏内输入数值 2.1E5；选择下拉菜单 NUXY，在 C0 相应栏内输入数值 0.3，如图 3–53 所示。

3）单击 Create 按钮，返回 Material 对话框，如图 3–54 所示。

4）单击 Close 按钮，退出 Material 对话框。

（6）更新组件单元类型

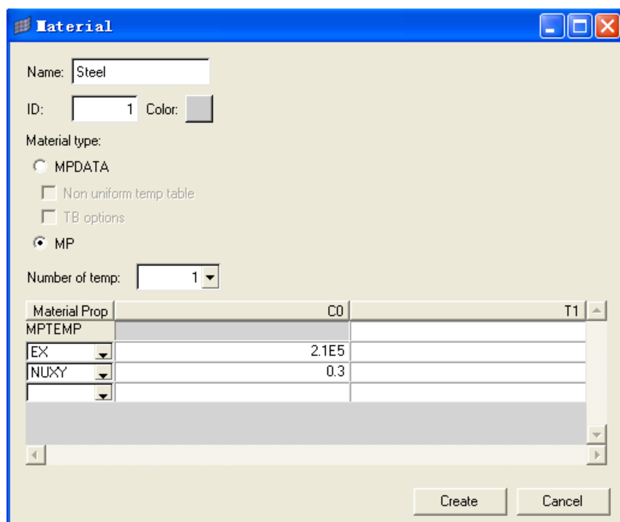


图 3-53 定义材料属性

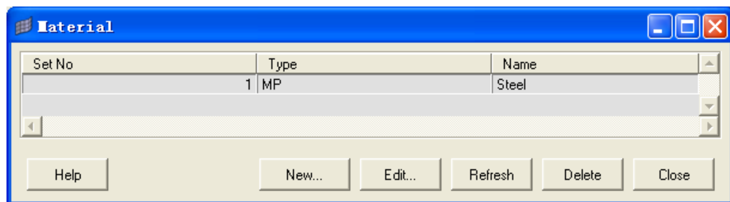


图 3-54 Material 对话框

1）在 Utility 选项卡中，单击 Component Manager...按钮，弹出 Components 对话框。

2）选中菜单命令 Table > Editable，使表格处于可编辑状态。

3）在 Assign Values 区域选择 ET Ref. No.，模型中的所有单元类型将显示出来。

4）单击 Base 栏，使其处于选中状态，确认单元类型为 1- (ET_1)SHELL181，单击 Set 按钮，弹出信息“Do you want to change the ET Ref. No.?”，单击 Yes 按钮，则 Base 组件中的所有单元类型已指定为 SHELL181。

5）重复步骤 4)，将 SHELL181 单元赋给 Rib 组件。

6）单击 mass 栏，使其处于选中状态，将 1-(ET_1)SHELL181 切换为 2-(ET_2) MASS21，单击 Set 按钮，弹出信息“Do you want to change the ET Ref. No.?”，单击 Yes 按钮，则 mass 组件中的所有单元类型已指定为 MASS21。

（7）更新组件实常数

1）在 Assign Values 区域选择 Real Set No.。

2）单击 Base 栏，使其处于选中状态，在下拉菜单中选择 1-(PROP_1)SHELL181，单击 Set 按钮，弹出信息“Do you want to change the Real Set. No.?”，单击 Yes 按钮，则 Base 组件中的所有单元实常数已指定为 SHELL181（厚度为 10）。

3）重复步骤 2)，将 2-(PROP_2)SHELL181（厚度为 5）赋给 Rib 组件。

4）单击 mass 栏，使其处于选中状态，在下拉菜单中选择 3-(PROP_3)MASS21，单击

Set 按钮，弹出信息“Do you want to change the Real Set. No.?”，单击 Yes 按钮，则 mass 组件中的所有单元实常数已指定为 MASS21。

（8）更新组件材料属性

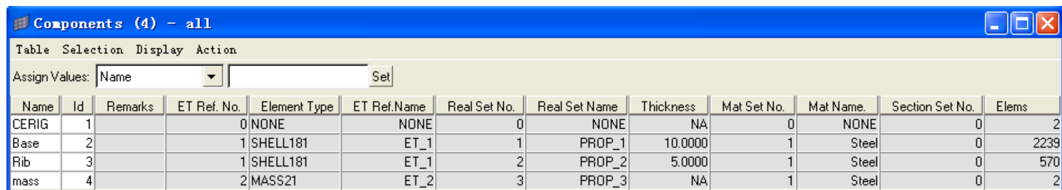
1）在 Assign Values 区域选择 Mat Set No.，模型中的所有材料属性将显示出来。

2）按住〈Ctrl〉键，选择 Base、Rib 和 mass 组件，使其处于选中状态。确认下拉菜单为 1–Steel，单击 Set 按钮，弹出信息“Do you want to change the Mat Set No.”，单击 Yes 按钮，则 Base、Rib 和 mass 组件中的所有单元已指定为 Steel。

注意：cerig 组件中定义了刚性区域，由 ANSYS 自动生成约束方程，不需定义单元类型、实常数和材料属性。

说明：本例不包含梁单元，无需定义梁单元截面特性。例 3–2 给出了定义梁单元截面特性的示例，更新组件截面特性的方法可参考本例。

至此，单元类型、实常数和材料属性已定义完毕。Components 对话框如图 3–55 所示。确认无误后，关闭 Components 对话框。



Name	Id	Remarks	ET Ref. No.	Element Type	ET Ref.Name	Real Set No.	Real Set Name	Thickness	Mat Set No.	Mat Name.	Section Set No.	Elems
CERIG	1		0	NONE	NONE	0	NONE	NA	0	NONE	0	2
Base	2		1	SHELL181	ET_1	1	PROP_1	10.0000	1	Steel	0	2239
Rib	3		1	SHELL181	ET_1	2	PROP_2	5.0000	1	Steel	0	570
mass	4		2	MASS21	ET_2	3	PROP_3	NA	1	Steel	0	2

图 3–55　Components 对话框

（9）保存模型

选中菜单命令 File > Save As，弹出 Save Model As 对话框，选择模型保存路径，并输入文件名 chapter2A.hm，单击“保存”按钮。

说明：例 4–1 在本例的基础上继续定义边界条件、载荷和求解选项，并导入 ANSYS 进行静态计算，详见例 4–1。

3.15　本章小结

1）有限元网格的好坏直接关系到计算与分析的准确度，是有限元分析的关键。良好的网格是提高仿真可信度的前提，粗糙的网格将得到不精确，甚至错误的结果。

2）HyperMesh 11.0 支持主流的 CAD 软件和有限元求解器，对 ANSYS 13.0 的支持也非常良好。

3）HyperMesh 11.0 提升了几何模型处理、网格划分、网格编辑的能力。本章仅给出几个非常简单的实例，关于 HyperMesh 的进一步学习，读者可参考 HyperMesh 帮助文档。



第 4 章 加 载

本章主要介绍 ANSYS 载荷的基本概念。基于 ANSYS 求解器，给出了 HyperMesh 的加载实例，同时也介绍了利用 HyperMesh 设置载荷步和求解控制的方法。

4.1 概述

有限元分析的主要目的是检查结构对一定载荷条件的响应。因此，在分析中指定合适的载荷条件是关键。

ANSYS 和 HyperMesh 可用各种方式对模型加载，而且借助于载荷步选项，可以控制载荷在求解中如何使用。

4.2 载荷的基本概念

在 ANSYS 的术语中，载荷（Loads）包括边界条件和外部（或内部）作用力，即位移边界和力边界。在不同的学科中，载荷的具体含义也不相同。在结构分析中，载荷的实例为位移、速度、加速度、力、压力、温度（热应变）和重力。

4.2.1 载荷的分类

ANSYS将载荷分为 6 类：DOF（自由度）约束、力（集中载荷）、表面载荷、体积载荷、惯性力及耦合场载荷[4]。

1）DOF constraint（DOF 约束）将某个自由度用一已知值固定。例如，在结构分析中 DOF 约束被指定为位移和对称边界条件；在热力分析中 DOF 约束被指定为温度和热通量平行的边界条件。

2）Force（力）为施加于模型节点的集中载荷。例如，在结构分析中力被指定为力和力矩；在热力分析中力被指定为热流速率。

3）Surface load（表面载荷）为施加于某个表面上的分布载荷。例如，在结构分析中表面载荷为压力；在热力分析中表面载荷为对流和热通量。

4）Body load（体积载荷）为体积或场载荷。例如，在结构分析中，体积载荷为温度；在热力分析中，体积载荷为热生成速率。

5）Inertia loads（惯性载荷）为物体惯性引起的载荷，主要在结构分析中使用，如重力加速度、角速度和角加速度。

6）Coupled-field loads（耦合场载荷）为以上载荷的一种特殊情况，它将一种分析的结果用作另一分析的载荷。例如，可施加磁场分析中计算出的磁力作为结构分析中的力载荷。



4.2.2 载荷步、子步、平衡迭代

1．载荷步

载荷步（load step）仅仅是为了获得解答的载荷配置。在线性静态或稳态分析中，可以使用不同的载荷步施加不同的载荷组合。例如，在第一个载荷步中施加风载荷，在第二个载荷步中施加重力载荷，在第三个载荷步中施加风和重力载荷以及一个不同的支承条件等。在瞬态分析中，多个载荷步加到载荷–时间历程曲线的不同区域。图 4–1 显示了一个需要 3 个载荷步的载荷–时间历程曲线：第一个载荷步用于斜坡载荷，第二个载荷步用于载荷的不变部分，第三个载荷步用于卸载。

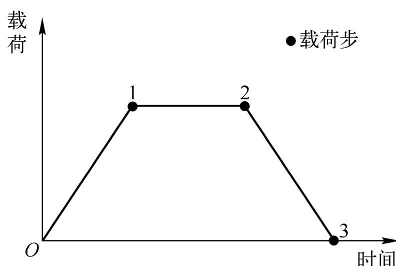


图 4–1　使用多个载荷步表示瞬态载荷–时间历程

2．子步

子步（sub step）为执行求解的载荷步中的点。由于不同的原因，有时需要使用载荷子步。

1）在非线性静态或稳态分析中，使用子步逐渐施加载荷以便能提高求解精度。

2）在线性或非线性瞬态分析中，使用子步满足瞬态时间积分法则（为获得较精确的解，通常规定一个最小的时间积分步长）。

3）在谐响应分析中，使用子步获得谐波频率范围内多个频率处的解。

3．平衡迭代

平衡迭代是在给定子步下为了收敛而计算的附加解，仅用于收敛起着重要作用的非线性分析（静态或瞬态）中的迭代修正。

4.2.3 时间的作用

在所有的静态和瞬态分析中，ANSYS 使用时间作为跟踪参数，不管分析是否依赖于时间。其好处是：在所有情况下可以使用一个不变的“计数器”或“跟踪器”，而不需要依赖于具体分析的术语。此外，时间总是单调增加的，且自然界中大多数事件的发生都要经历一段时间，而不论该时间多么短暂。

显然，在瞬态分析或与速率有关的静态分析（蠕变或粘塑性）中，时间代表实际的、按年月顺序的时间，用秒、分钟或小时表示。在指定载荷–时间历程曲线的同时，在每个载荷步结束点赋时间值。

然而，在不依赖于速率的分析中，时间仅仅称为一个识别载荷步和子步的计数器，而不再表示具体的时间值。默认情况下，ANSYS 自动对 time 赋值。在载荷步 1 结束时，赋值 time=1；在载荷步 2 结束时，赋值 time=2；依此类推。载荷步中的任何子步将被赋给合适的、用线性插值得到的时间值。在这样的分析中，通过赋给自定义的时间值，就可建立自己的跟踪参数。例如，若要将 100 个单位的载荷施加到一载荷步上，可以将该载荷步的结束时间点指定为 100，以使载荷和时间值完全同步。

在后处理器中，如果得到一个变形–时间关系图，其含义与变形–载荷关系相同。这种技术非常有用。例如，在大变形屈曲分析中，其任务是跟踪结构载荷增加时结构的变形。

从时间的概念上讲，载荷步就是作用在给定时间间隔内的一系列载荷；子步为载荷步中的时间点，在这些时间点，求得中间解；两个连续子步之间的时间差称为时间步长或时间增量；平衡迭代纯粹是为了收敛而在给定时间点进行计算的迭代求解方法。

4.2.4 阶跃载荷与斜坡载荷



虽然前文已提及，在载荷步终点的载荷值为指定的值，但当在一个载荷步中指定一个以上的子步时，就出现了载荷应为阶跃（stepped）载荷或线性斜坡（ramped）载荷的问题。

1）如果载荷是阶跃的，那么全部载荷将施加于第一个载荷子步，且在载荷步的其余部分，载荷保持不变，如图 4−2a 所示。

2）如果载荷是逐渐递增的，那么在每个载荷子步，载荷值将逐渐增加，且全部载荷出现在载荷步结束时，如图 4−2b 所示。

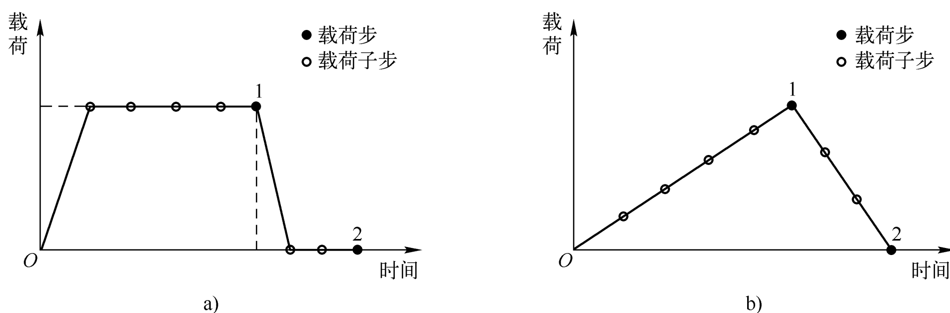


图 4−2 阶跃载荷与斜坡载荷

a) 阶跃载荷 b) 斜坡载荷

4.3 载荷的施加

ANSYS 可将载荷施加于实体模型（关键点、线和面）或有限元模型（节点和单元）。无论怎样指定载荷，ANSYS 求解器期望所有载荷应依据有限元模型。

HyperMesh 的 Analysis 页面（见图 3−7）提供了各种载荷施加工具。本书在后续章节中将主要使用 HyperMesh 施加边界条件和载荷。

4.4 HyperMesh 11.0 加载实例

【例 4–1】 HyperMesh 11.0 加载实例。

本例在例 3−6 的基础上继续定义边界条件、载荷和求解选项，并导入 ANSYS 进行静态计算。

（1）加载 ANSYS 模板

详见 3.2 节。

（2）读取模型文件

单击 Open Model 按钮，找到例 3−6 保存的模型文件 chapter2A.hm 并打开。

（3）创建载荷集



1）单击 Load Collectors 按钮，将 Loadcol name=设置为 constraints，为组件集指定一种颜色，然后单击 create 按钮，如图 4-3 所示。

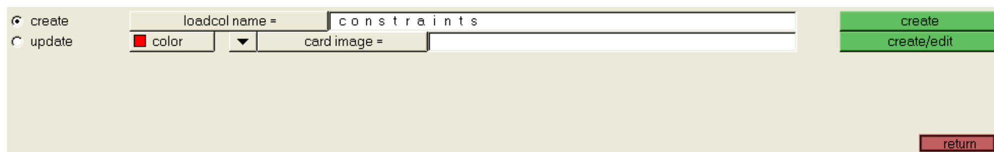


图 4-3　创建 constraints 载荷集

2）重复步骤 1），继续创建名称为 force1、force2 和 force3 的载荷集，之后单击 return 按钮退出面板。

（4）为模型添加自由度约束

1）在 Model 浏览器中展开 Load Collector 文件夹，右键单击 constraints，并选择 Make Current，所有新建的约束将放置于 constraints 载荷集。

2）在 Analysis 页面中选择 constraints 面板。

3）确认选中 dof1~dof6，单击 nodes 按钮，选择 by path，选择模型左边的两个端点，HyperMesh 自动选择端点之间的所有节点，然后单击 create 按钮，如图 4-4 所示。



图 4-4　添加自由度约束

4）重复步骤 3），为模型右边添加自由度约束，之后单击 return 按钮退出面板。添加自由度约束之后的模型如图 4-5 所示。

说明：在 HyperMesh 中，dof、dof2、dof3、dof4、dof5、dof6 分别表示 ANSYS 中的 UX、UY、UZ、ROTX、ROTY、ROTZ。

（5）施加力载荷 1

1）在 Model 浏览器中，右键单击 force1，并选择 Make Current，所有新建的力载荷将放置于 force1 载荷集。

2）在 Analysis 页面中选择 forces 面板。

3）确认 nodes 为默认选项，将 magnitude=设置为 500，加载方向切换为 z-axis，uniform size=设置为 30，如图 4-6 所示。

4）选中两个螺栓孔中间的质量单元，并单击 create 按钮，创建幅值为 500 的力载荷（见图 4-7），之后，单击 return 按钮退出面板。

（6）施加力载荷 2

1）在 Model 浏览器中，右键单击 force2，并选择 Make Current，所有新建的力载荷将放置于 force2 载荷集。

2）关闭 force1 载荷集的载荷显示，隐藏之前创建的幅值为 500 的力载荷，如图 4-8 所示。

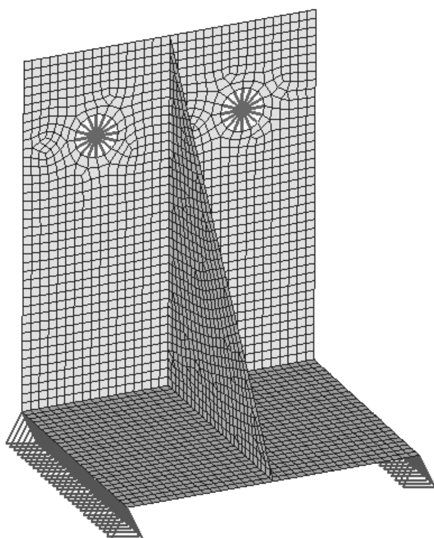


图 4-5　添加自由度约束

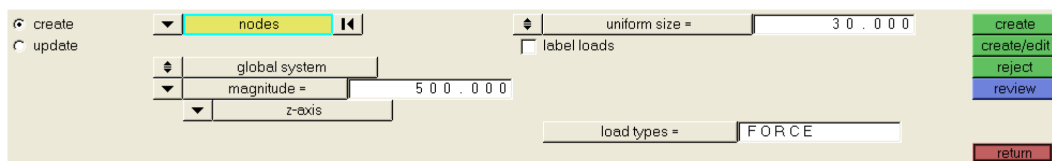


图 4-6　施加力载荷

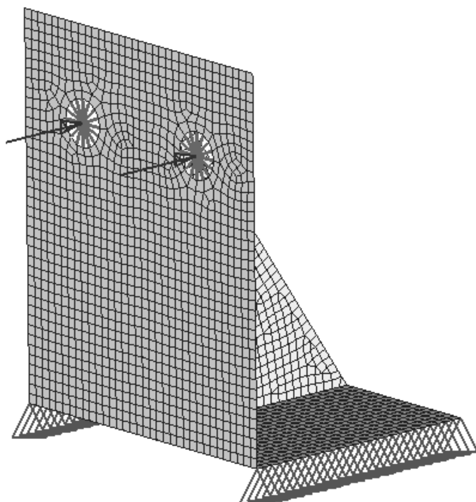


图 4-7　幅值为 500 的力载荷

3）在 Analysis 页面中选择 forces 面板。

4）确认 nodes 为默认选项，将 magnitude=设置为 500，加载方向切换为 z-axis，uniform

size=设置为 30。



图 4-8　隐藏力载荷

5）单击 xy Top Plane View 按钮，选中左边螺栓孔中间的质量单元，并单击 create 按钮，创建幅值为 500 的力载荷。

6）将 magnitude=设置为–500，选中右边螺栓孔中间的质量单元，并单击 create 按钮，创建另一载荷（见图 4-9）。

（7）施加力载荷 3

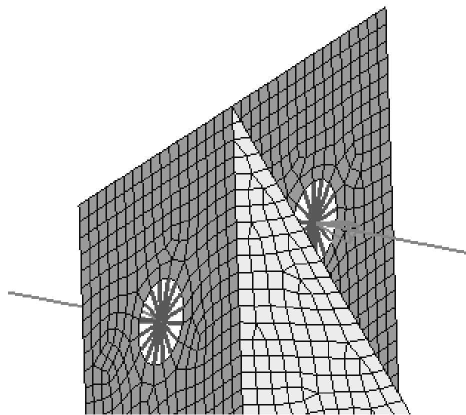
1）在 Model 浏览器中，右键单击 force3，并选择 Make Current，所有新建的力载荷将放置于 force3 载荷集。

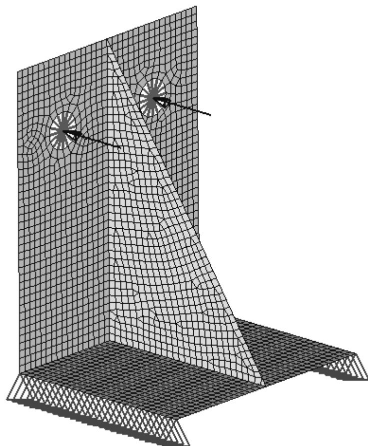
2）关闭 force1 和 force2 载荷集的载荷显示。

3）在 Analysis 页面中选择 forces 面板。

4）确认 nodes 为默认选项，将 magnitude=设置为–500，加载方向切换为 z-axis，uniform size=设置为 30。

5）选中两个螺栓孔中间的质量单元，并单击 create 按钮，创建力载荷（见图 4-10），之后单击 return 按钮退出面板。


图 4-9　方向相反的力载荷


图 4-10　力载荷

（8）创建多载荷步

1）在 Analysis 页面中选择 load steps 面板。

2）设置 name 为 Step1，单击 loadcols，选择 constraints 和 force1 载荷集，单击 select 按钮，然后单击 create 按钮。

3）设置 name 为 Step2，单击 loadcols，选择 constraints 和 force2 载荷集，单击 select 按钮，然后单击 create 按钮。

4）设置 name 为 Step3，单击 loadcols，选择 constraints 和 force3 载荷集，单击 select 按钮，然后单击 create 按钮。

5）单击 return 按钮，退出 load steps 面板。

（9）添加求解控制卡片

本例的求解控制比较简单，可采用 HyperMesh 进行设置。

1）在 Analysis 页面中选择 control cards 面板。

2）单击 SOLU 按钮，并单击 return 按钮返回 control cards 面板。SOLU 命令的作用是退出 ANSYS 前处理器/PREP7，进入 ANSYS 求解器。

3）单击 LSSOLVE 按钮，设置最小的载荷步 LSMIN 为 1，最大的载荷步 LSMAX 为 3，载荷步增量 LSINC 为 1，之后单击 return 按钮返回 control cards 面板。



4）单击 SOLU 按钮，并单击 return 按钮返回 control cards 面板。SOLU 为 ANSYS 的求解命令。

（10）导出 ANSYS 模型文件

1）开启 force1 和 force2 载荷集的载荷显示。

2）单击 Export Solver Deck 按钮，打开 Export 选项卡。

3）确认选中 Export Solver Deck 按钮，将 Export:设置为 Displayed，仅导出当前显示的数据。单击 Select file...按钮，弹出 Select ANSYS file 对话框，选择模型保存路径，并输入文件名 chapter2.cdb，单击“保存”按钮，返回 Export 选项卡，单击 Export 按钮生成 chapter2.cdb 文件，如图 4-11 所示。

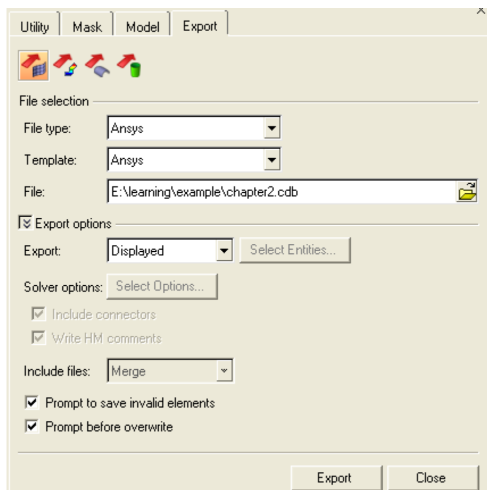


图 4-11　导出 ANSYS 模型文件

（11）保存模型

选中菜单命令 File > Save As，弹出 Save Model As 对话框，选择模型保存路径，并输入文件名 chapter2B.hm，单击“保存”按钮。

（12）结果后处理

HyperMesh 设置好所有求解选项后，ANSYS 13.0 可直接打开 chapter2.cdb 文件并自动求解所有载荷步。图 4-12~图 4-14 为各载荷步的 von Mises 应力云图。

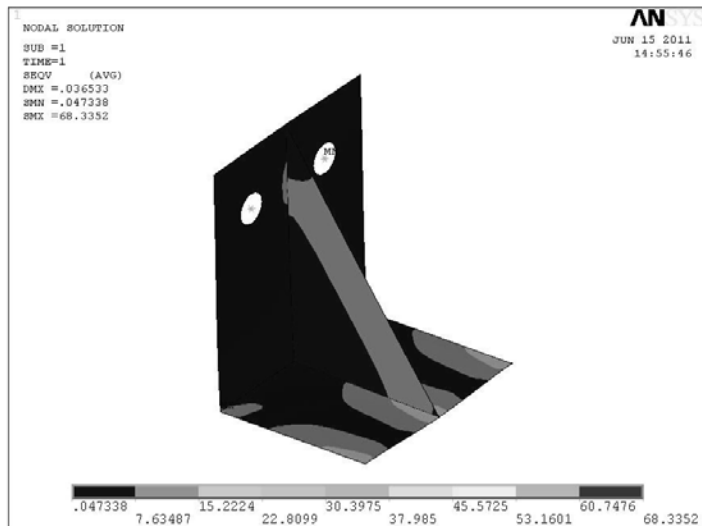


图 4-12　第一载荷步的 von Mises 应力云图

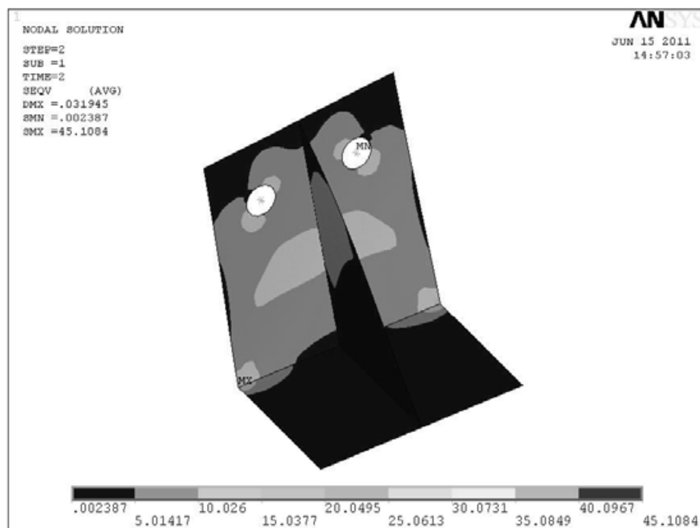


图 4-13 第二载荷步的 von Mises 应力云图

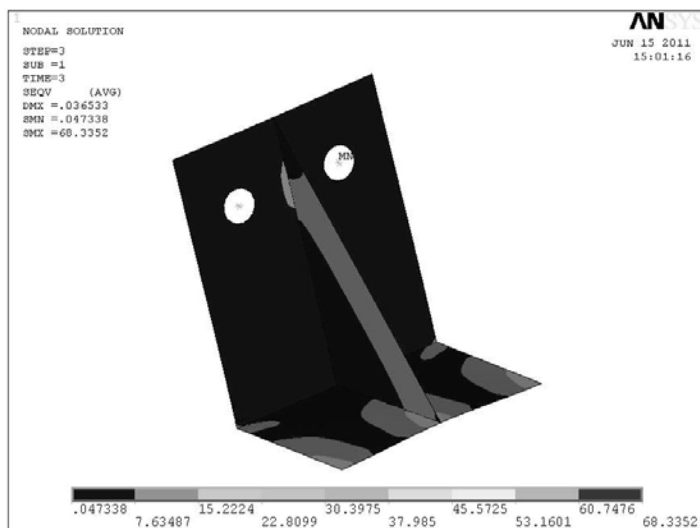


图 4-14 第三载荷步的 von Mises 应力云图

说明：HyperMesh 与 ANSYS 均不直接指定单位制，用户需确保建模和分析过程中使用协调的单位制。本例采用的单位制为 mm（长度）、N（力）、MPa（应力）、ton（质量）和 s（时间）。

4.5 本章小结

1）有限元分析的主要目的是检查结构对一定载荷条件的响应。在分析中必须指定合适的载荷条件。

2）HyperMesh 提供了各种载荷施加和求解控制工具，设置过程清晰，使用方便。

第 5 章　杆结构有限元分析



本章主要介绍杆单元的基本特性。本章结合两个实例，分析了 LINK180 杆单元的建模原则和计算精度。

5.1　概述

杆是工程中常见的基本构件，它的截面尺寸远小于长度，常采用销钉或球形铰链连接。杆通常被认为是二力杆，即只承受轴向拉力或压力，不承受弯矩和扭矩。

在 ANSYS 13.0 中，LINK180 单元（三维两节点杆单元）适用于大多数的工程问题。根据具体情况，该单元可以被看做桁架单元、索单元、链杆单元和弹簧单元等。LINK180 是一个轴向拉伸/压缩单元，每个节点具有 3 个自由度，即 3 个平动自由度。LINK180 单元具有塑性、蠕变、旋转、大变形和大应变功能，支持弹性、各向同性强化塑性、随动强化塑性、Hill 各向异性塑性、Chaboche 非线性强化塑性和蠕变材料定义。

5.2　杆单元的几何构型

图 5-1 为 LINK180 单元的几何构型。定义 LINK180 单元只需两个节点：*I* 和 *J*。由图 5-1 可知，节点 *I* 到节点 *J* 定义了单元的 *X* 轴。

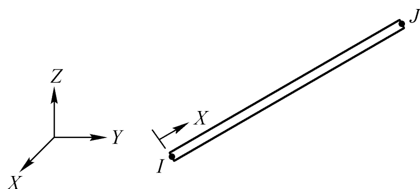


图 5-1　LINK180 单元的几何构型

5.3　杆结构的网格划分

杆结构的有限元网格划分详见第 3 章。

5.4　定义单元选项

一般地，不必设置 LINK180 单元选项，采用默认选项即可。

5.5 定义实常数

LINK180 单元的实常数用于定义杆的截面面积、质量特性和轴力选项。通常只需定义单元截面面积（AREA）。

注意：单元质量可由材料密度定义（泊松比不影响计算结果），而不必定义实常数 ADDMAS，否则，ANSYS 将考虑所有质量并相加。

LINK180 单元的第 3 个实常数（TENSKEY，默认为 0，支持拉伸和压缩）用于定义杆的轴力选项，且仅可通过命令方式定义。若要模拟仅受压（如轴承等）或仅受拉结构（如绳索等），则需定义 TENSKEY= –1（仅受压）或 TENSKEY=1（仅受拉），且必须打开大变形选项，采用非线性计算。

5.6 杆单元分析实例 1

【例 5-1】 普通杆单元分析。

杆的两端固定约束，中部节点 C 被强制拉伸 ΔL，如图 5-2 所示。求杆两端的约束反力，并与有限元解对比。

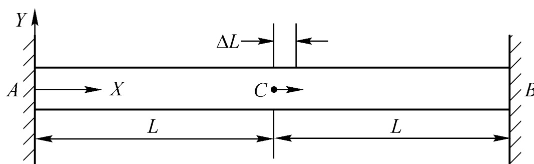


图 5-2 两端固定约束的杆

将 AB 杆分为 AC、CB 两段。AC、CB 杆的轴向力 F（即杆两端的约束反力，为$-X$ 方向）由下式给出：

$$F = S\sigma \tag{5-1}$$

式中，S 为杆的截面面积；σ 为应力。

在弹性阶段，应力 σ 和应变 ε 服从胡克定律：

$$\sigma = E\varepsilon \tag{5-2}$$

式中，E 为杨氏模量。

杆件的应变可由下式表示：

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} \tag{5-3}$$

式中，L 为 AC、CB 杆的长。

结合式（5-1）~式（5-3），有

$$F = \left(\frac{SE}{L}\right)\Delta L \tag{5-4}$$

令L=100mm；ΔL =5mm；S=100mm^2；E=10MPa，并将参数带入式（5−4），即可求出杆两端的约束反力F，列于表 5−1 中。为方便与有限元解进行比较，表 5−1 也列出了有限元解。

表 5−1 有限元解与理论解的对比

反力	理论解	有限元解	误差/（%）
A 点/N	50	50	0
B 点/N	50	50	0

计算及结果说明：

1）*AC* 杆受拉，*CB* 杆受压，且应变相等，故所求反力相同，方向为 *X* 负向。

2）有限元模型为两个杆单元（LINK180），即 *AC* 杆与 *CB* 杆。

3）有限元解与理论解能够精确吻合。

5.7 杆单元分析实例 2

【例 5−2】 单向受力杆单元分析。

设例 5−1 中的 *AB* 杆为仅受拉杆件（如绳索等），同时考虑大变形效应，求解杆两端的约束反力，并与有限元解对比。

由于 *AB* 杆为仅受拉杆件，且 *CB* 杆受压，则 *B* 端反力为 0。

考虑大变形效应时，*AC* 杆的拉伸将引起截面的收缩，但认为杆件体积不发生变化，则 *A* 端反力 *F* 由下式表示：

$$F=\frac{LS\sigma}{L+\Delta L} \tag{5−5}$$

应力σ和真实应变ε'服从胡克定律：

$$\sigma=E\varepsilon' \tag{5−6}$$

真实应变ε'可由下式表示：

$$\varepsilon'=\ln\left(1+\frac{\Delta L}{L}\right) \tag{5−7}$$

结合式（5−5）~式（5−7），有

$$F=\frac{LSE}{L+\Delta L}\ln\left(1+\frac{\Delta L}{L}\right) \tag{5−8}$$

代入数据，即可求出 *A* 端反力 *F*，列于表 5−2 中。为方便与有限元解进行比较，表 5−2 也列出了有限元解。

表 5−2 有限元解与理论解对比

反力	理论解	有限元解	误差/（%）
A 点/N	46.47	46.47	0
B 点/N	0	0	0

计算结果说明：

1）有限元模型为两个杆单元，即 *AC* 杆与 *CB* 杆，通过设置 LINK180 单元的第三个实常数为 1，定义仅受拉杆件，同时必须打开大变形选项。

2）*AC* 杆由于拉伸而引起截面收缩，进而减小了轴向刚度，故减小了 *A* 点的反力（46.47<50）。

3）在大变形情形下，有限元解与理论解能够精确吻合。

5.8 本章小结

1）杆单元是一种理想的模型，仅需一个单元即可获得精确解，十分适合模拟杆件结构。

2）新版的 ANSYS 增强了 LINK180 单元功能。若要模拟仅受压（如轴承等）或仅受拉结构（如绳索等），则需定义 LINK180 单元的第三个实常数（仅可通过命令方式定义）：TENSKEY= –1（仅受压）或 TENSKEY=1（仅受拉），且必须打开大变形选项，采用非线性计算。

3）值得注意的是，大变形分析将考虑截面变形引起的刚度变化，而小变形计算将杆考虑为固定刚度。



第 6 章　梁结构有限元分析

本章主要介绍梁单元的基本特性。本章还结合实例，分析了 BEAM188 梁单元的建模原则和计算精度。

6.1　概述

梁在工程中有极其重要的应用，如房屋建筑、桥梁、汽车和飞机的主体结构等。梁作为一种结构构件，它的截面尺寸要比它的长度小得多。

实际工程中的梁结构通常要承受拉、压、弯、扭的作用。因此，三维梁单元具有实际工程应用价值。

在 ANSYS 13.0 中，BEAM188 单元（三维两节点梁单元）适合于分析从细长到中等粗短的梁结构。该单元基于 Timoshenko 梁结构理论（变形后横截面保持平面且不发生扭曲），并考虑了剪切变形的影响，适用于大多数的工程问题。BEAM188 具有两个节点，每个节点具有 6 个自由度，即 3 个平动自由度和 3 个转动自由度。BEAM188 单元支持线性分析，大转动、大应变等非线性分析，支持弹性材料定义，塑性、蠕变以及其余非线性材料定义。

6.2　梁单元的几何构型

图 6−1 为 BEAM188 单元的几何构型。定义 BEAM188 单元只需两个节点：*I* 和 *J*，*K* 为可选方向节点，以方便调整截面形状。由图 6−1 可知，节点 *I* 到节点 *J* 定义了单元的 *X* 轴，*K* 节点定义了单元的 *Y* 轴，*Z* 轴满足右手定则。

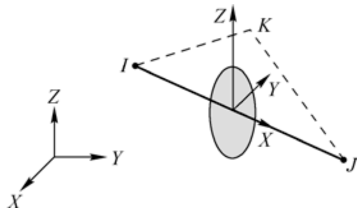


图 6−1　BEAM188 单元的几何构型

6.3　梁结构的网格划分

梁结构的有限元网格划分详见第 3 章。

6.4　定义梁截面

梁截面的定义详见第 3 章。

HyperMesh 11.0 可支持梁单元的实体显示，但应注意，划分梁单元时，可让 HyperMesh 自动设置方向节点。若需自定义方向节点，对于 HyperMesh 11.0，方向节点应选择 z direction 而非默认的 y direction，否则 HyperMesh 11.0 与 ANSYS 13.0 将显示出不一致的梁截面。

6.5　定义单元选项

梁的横向弯曲变形模式为三次多项式。因此，设置单元选项 K3=3（Cubic），即设置单元形函数为三次式，以获取较高的计算精度。

说明：K3=0（Linear（default））为默认单元选项，表示单元基于线性形函数，实际应用时需要划分足够细密的网格，以确保计算精度。

6.6　梁单元分析实例

【例 6−1】 梁单元分析。

悬臂梁（材料为铝，密度为 2700kg/m^3；杨氏模量为 70GPa；泊松比为 0.33）左端固支，右端受力P=1N，如图 6−2 所示。求梁右端的挠度、最大弯曲应力、前三阶横向振动模态频率（X−Z平面内），并与有限元解对比。

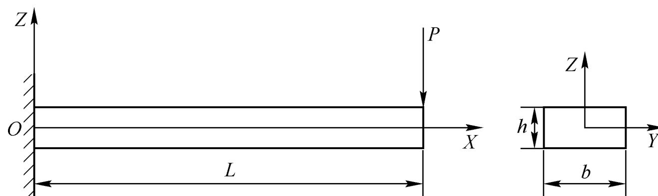


图 6−2　右端受载的悬臂梁

图 6−2 中，L 为梁的长度；h 和 b 为梁的截面尺寸。

梁右端的挠度 $v_{\max}$ 可由式（6−1）给出[5]：

$$v_{\max} = \frac{-PL^3}{3EI_y} \tag{6−1}$$

式中，E 为杨氏模量；I_y 为 Y 轴惯性矩，且可表达为

$$I_y = \frac{bh^3}{12} \tag{6−2}$$

由于梁在 O 点的弯矩最大，最大弯曲应力 σ 必然出现在 O 点的上下边缘，即

$$\sigma = \frac{Mh}{2I_y} = \frac{PLh}{2I_y} \tag{6−3}$$

式中，M 为弯矩。

由弹性振动理论，悬臂梁横向振动（图 6−2 中的X−Z平面）前三阶固有频率的理论解为[6]

$$f_n = \frac{\alpha_n^2}{2\pi L^2}\sqrt{\frac{EI_y}{\rho A}} \tag{6−4}$$

式中，f_n 为第 n 阶固有频率；ρ 为材料密度；$A=bh$ 为梁的截面面积；α_n 为系数，且有 α_1=1.8751，α_2=4.6941，α_3=7.8548。

令 L=100mm；h=2mm；b=4mm；P=1N，并将参数代入式（6−1）~式（6−4）中，即可求出 v_{max}、σ 以及前三阶模态频率，列于表 6−1 中。为方便与有限元解进行比较，表 6−1 也列出了有限元解。

表 6−1 有限元解与理论解对比

项 目	理论解	有 限 元 解							
		1 个单元	误差/（%）	5 个单元	误差/（%）	10 个单元	误差/（%）	20 个单元	误差/（%）
挠度/mm	1.786	1.786	0	1.786	0	1.786	0	1.786	0
应力/MPa	37.5	37.5	0	37.5	0	37.5	0	37.5	0
一阶频率/Hz	164.50	164.46	−0.03	164.45	−0.03	164.45	−0.03	164.45	−0.03
二阶频率/Hz	1030.9	无	无	1028.6	−0.22	1028.6	−0.22	1028.6	−0.22
三阶频率/Hz	2886.7	无	无	2871.8	−0.52	2871.3	−0.53	2871.3	−0.53

计算结果说明：

1）BEAM188 单元是三维梁单元。为了与理论解对比，有限元计算中约束了所有节点的 UY、ROTX、ROTZ 自由度，仅保留了 UX、UZ、ROTY 自由度。

2）若不约束多余的自由度（UY、ROTX、ROTZ），对于 X−Z 平面内的振动，计算结果与 1）完全相同，但计算中还同时包含梁在 X−Y 平面内的振动，其频率和振型与 X−Z 平面内的振动类似。此外，振型中还包含梁绕 X 轴的扭振，本例不做深入研究。

3）不论是否约束多余的自由度，本例中的梁单元还会产生仅沿 X 轴向的振动，本例不做深入研究。

4）为了便于观察模态变形，将计算单元结果选项打开，设置如图 6−3 所示。

5）BEAM188 单元可以显示截面形状（/ESHAPE,1）。因此，可直接在应力云图中观察梁的应力分布状态，而不需要定义单元表等复杂操作。对于本例，X 方向的应力即为梁截面的弯曲应力，如图 6−4 所示。应力在横截面内沿高度方向呈线性变化，与理论吻合。

说明：ANSYS 计算的应力、应变均以单元坐标系表示，位移、支反力等以节点坐标系（默认平行于总体笛卡儿坐标系）表示。

6）Y、Z 方向应力，XY、YZ、XZ 剪应力均为零，第一主应力（σ_1）云图如图 6−5 所示，第二主应力（σ_2）为零，第三主应力（σ_3）云图如图 6−5 所示。von Mises 应力（σ_e）与主应力之间的关系由式（6−5）表达。因此，von Mises 应力云图如图 6−6 所示。对于本例的梁单元，X 方向应力、第一主应力和第三主应力绝对值的最大值均完全相同，这是因为梁单元截面只有一个节点，可精确模拟梁弯曲问题。

$$\sigma_e=\sqrt{\frac{1}{2}\left[(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_1-\sigma_3)^2\right]} \tag{6-5}$$

7）对于仅含有 1 个单元的梁，也可得出准确的结果，但只能计算 X−Z 平面内的一阶模



态，这是由系统自由度决定的。图 6-7 和图 6-8 分别为 5 个梁单元、20 个梁单元的前三阶模态振型，与理论预测完全一致。

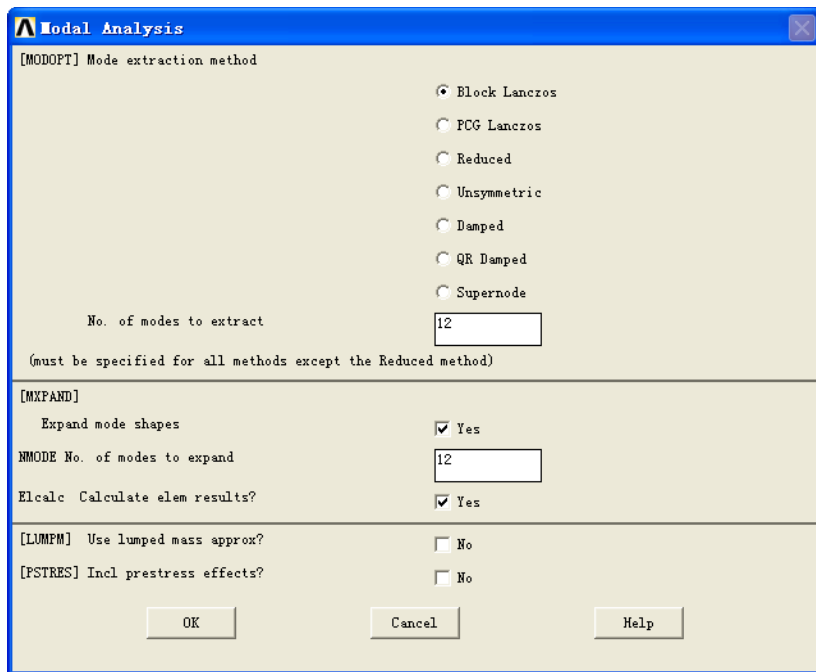


图 6-3　模态计算设置选项

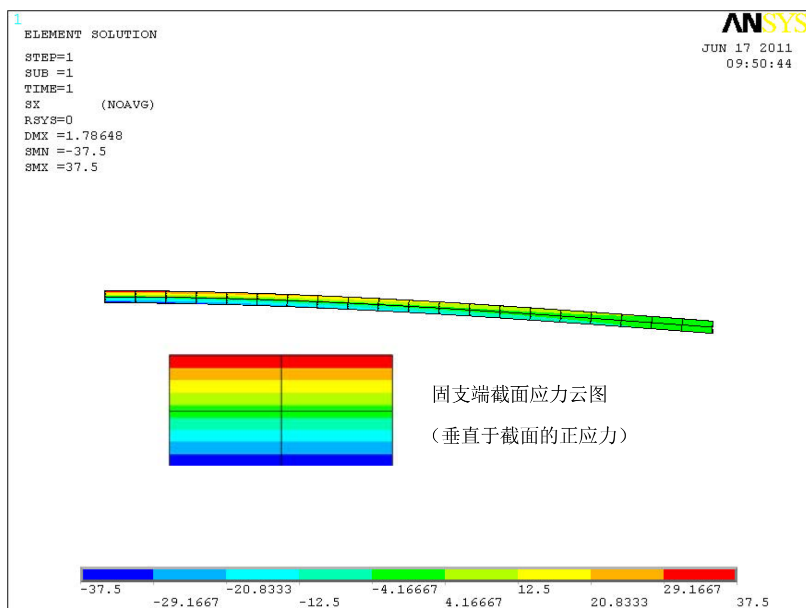
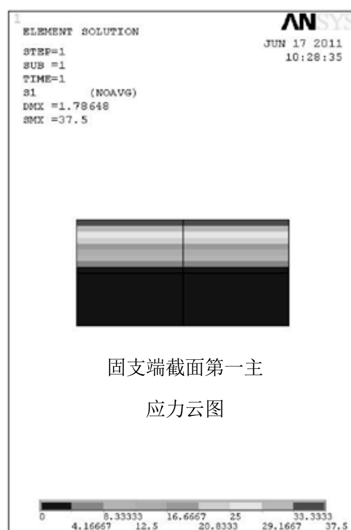
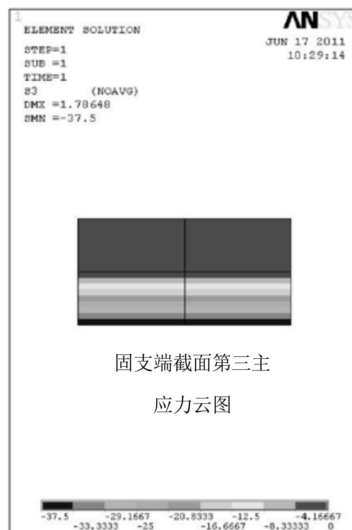


图 6-4　*X* 方向的应力云图



a)



b)

图 6–5　第一主应力云图与第三主应力云图

a) 第一主应力云图　b) 第三主应力云图

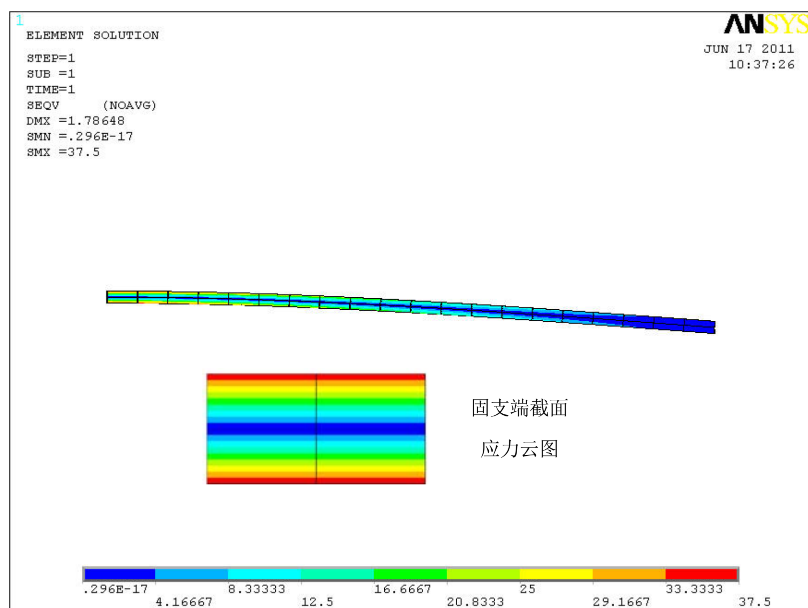


图 6–6　von Mises 应力云图

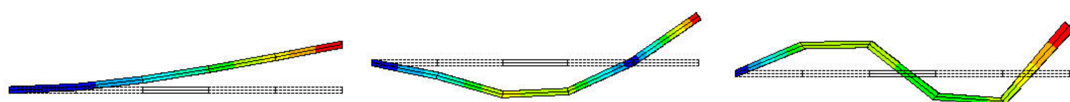


图 6–7　5 个梁单元的前三阶模态振型

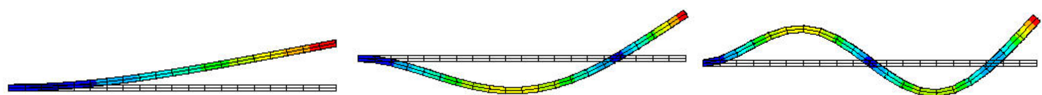


图 6-8　20 个梁单元的前三阶模态振型

6.7　本章小结

1）采用梁单元对梁结构进行建模和分析，可以在大幅减少计算量的同时获取精度较高的结果。尽管单个梁单元也可获取准确的计算结果，但至少需要划分足够细密的网格，使系统包含足够多的自由度，应准确模拟结构静态特性和动态特性。

2）在模态计算中，应开启计算单元结果选项，以方便观察模态变形。

3）对于 BEAM188 单元，设置单元选项 K3=3，即设置单元形函数为三次式，以获取较高的计算精度。

4）由于 BEAM188 单元基于 Timoshenko 梁结构理论，虽然考虑了剪切变形的影响，但变形后横截面保持平面且不发生扭曲，若需要精确考察结构变形及应力分布（尤其是扭转变形），推荐选用实体单元进行模拟。



第 7 章　板壳结构有限元分析

本章主要介绍板壳单元的基本特性。本章结合两个实例，重点讲解板壳单元的建模原则，分析 SHELL181 单元和 SHELL281 单元的计算精度，并与梁单元进行对比。

7.1　概述

板壳结构在工程中有广泛的应用，如汽车车身、飞机机体、压力容器壁和计算机机箱等都大量应用板壳结构。板壳结构的特点是，它在几何上有一个方向（厚度）的尺度远小于其他两个方向（长、宽）的尺度。

在 ANSYS 13.0 中，SHELL181 和 SHELL281 单元（高阶单元）适合于分析从薄到中等厚度的板壳结构，适用于大多数的工程问题。三维板壳单元的每个节点具有 6 个自由度，即 3 个平动自由度和 3 个转动自由度。SHELL181 和 SHELL281 单元支持线性分析，大转动、大应变等非线性分析，支持弹性材料定义，塑性、蠕变以及其余非线性材料定义。

7.2　板壳单元的几何构型

图 7-1 为 SHELL181 和 SHELL281 单元的几何构型。由图 7-1 可知，默认情况下，单元坐标系位于板壳的中面，节点 *I* 到 *J* 定义了单元的 *X* 轴，*Y* 轴垂直于 *X* 轴，并指向节点 *K*、*L* 方向，*Z* 轴满足右手定则。一般情况下，并不需要关注单元坐标系。

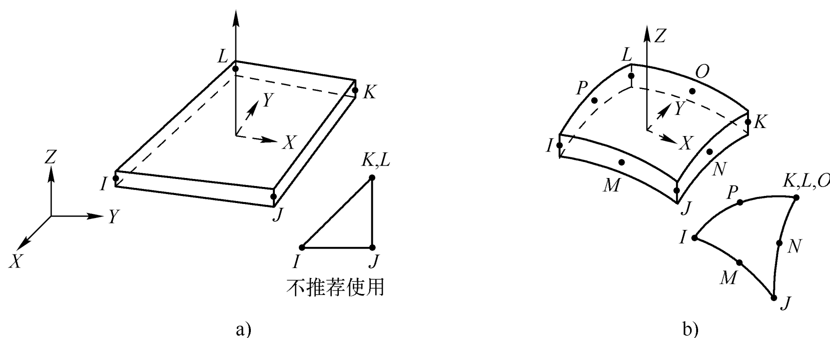


图 7-1　SHELL181 和 SHELL281 单元的几何构型

a) SHELL181 单元的几何构型　b) SHELL281 单元的几何构型

SHELL181 单元为 4 节点四边形单元，可退化为三角形单元（*K*、*L* 节点合并），但不推荐使用。SHELL281 单元为 8 节点高阶四边形单元，也可退化为三角形单元（*K*、*L*、*O* 节点合并）。

7.3 板壳结构的网格划分

板壳结构的有限元网格划分详见第 3 章。

注意：对于结构分析，应尽量避免使用低阶三角形单元，尤其是在结果梯度很大或其他需关注的区域。

7.4 定义单元选项

对于 SHELL181 单元，需设置单元选项 K3=2（Full integration with incompatible modes），即采用非协调模式的完全积分方法，以提高计算精度。对于 SHELL281 单元，则采用默认单元选项。

说明：对于 SHELL181 单元，基于计算速度的考虑，ANSYS 采用默认单元选项 K3=0（Reduced integration with hourglass control （default）），即采用带有沙漏控制的缩减积分进行计算，但可能产生过大的虚能。

7.5 定义实常数

实常数主要用于定义板壳厚度。ANSYS 13.0 不再支持以 GUI 方式定义板壳的实常数（仍可采用命令方式定义），而采用定义板壳截面的方式。HyperMesh 既可定义实常数，也可定义板壳的截面，但前者更加方便，为本书首选方法，详见第 3 章。



HyperMesh 11.0 可支持板壳单元的实体显示，即显示出板壳单元的厚度。

7.6 板壳单元分析实例 1

【例 7-1】 板壳单元分析 1。

采用板壳单元建立悬臂梁的有限元模型，对例 6-1 进行分析。

按照梁的弯曲理论，梁的最大弯曲应力出现在 O 点的上下边缘。例 6-1 采用的梁单元模型严格吻合梁理论。此例采用板壳单元建模，悬臂梁固定端将产生应力奇异（随着网格密度的增加，应力不断增大，直至无限大）。这是由于采用了理想化的有限元模型，无法表达出实际结构的圆角过渡[7]。因此，本例不考察悬臂梁固定端的应力，而考察距固定端L/2 处的横截面的最大弯曲应力（将式（6-3）中的 L 替换为 $L/2$ 即可）。

表 7-1 列出了有限元解与理论解的对比数据。

表 7-1 有限元解与理论解的对比

项目		挠度/mm	应力/MPa	一阶频率/Hz	二阶频率/Hz	三阶频率/Hz
理论解		1.786	18.75	164.50	1030.9	2886.7
有限元解	20 个四边形单元	1.776	17.93	165.09	1038.7	2933.6
	误差/（%）	–0.56	–4.37	0.36	0.76	1.62
	40 个四边形单元	1.780	18.34	164.83	1032.5	2890.6
	误差/（%）	–0.34	–2.19	0.20	0.16	0.14
	10 个高阶四边形单元	1.766	18.75	165.11	1032.8	2885.5
	误差/（%）	–1.12	0	0.37	0.18	–0.04
	20 个高阶三角形单元	1.772	18.48	165.35	1036.5	2906.5
	误差/（%）	–0.78	–1.44	0.52	0.54	0.69
	40 个三角形单元	1.767	17.93	165.60	1040.8	2935.0
	误差/（%）	–1.06	–4.37	0.67	0.96	1.67
	30 个混合单元	1.776	18.08	165.10	1038.2	2930.1
	误差/（%）	–0.56	–3.57	0.36	0.71	1.50

计算结果说明：

1）所有网格划分模式在梁的宽度方向（见图 6-2，*Y* 方向）均为一个网格。高阶单元为 SHELL281，其余单元为 SHELL181。

2）采用板壳单元计算时，只约束了梁的固定端的 6 个自由度。若约束所有节点的 UY、ROTX、ROTZ 自由度（工程上难以实现），*X*-*Z* 平面内的计算结果将稍有不同。板壳单元在梁的宽度方向存在两个节点（对于 SHELL181）或 3 个节点（对于 SHELL281）。当板壳单元受拉时，单元节点将产生如图 7-2 所示的变形（包含 *Y* 方向的收缩）。因此，为了更精确地对例 6-1 进行分析，只约束梁的固定端的 6 个自由度。与例 6-1 相同，本例只分析梁在 *X*-*Z* 平面内的振动，而对于 *X*-*Y* 平面内的振动、沿 *X* 轴向的振动以及绕 *X* 轴的扭振，本例不做深入研究。

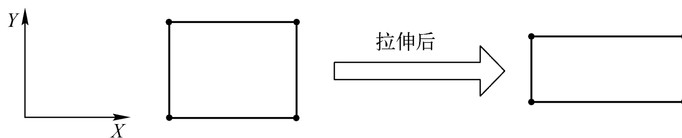


图 7-2 板壳单元拉伸变形

3）为了便于观察分析结果，可将计算单元结果选项打开，设置方法如图 6-3 所示。

4）除非特别声明，本节只给出悬臂梁右半段的应力云图。

5）与例 6-1 相同，对于应力结果，依然查看 *X* 方向应力。开启板壳单元厚度显示选项（/ESHAPE,1），可查看上、下板面的应力云图（见图 7-3~图 7-5）和位移云图。上、下板面的应力云图是符合工程实际的，而沿板厚方向的结果不能通过云图显示的方式正确表达。例如，与图 6-5 对比可知，图 7-6 显示的主应力云图不符合实际情况（计算正确，仅存在显示问题，ANSYS 将其显示为线性变化）。对于本例，上、下板面的 von Mises 应力是相同的，

因此，ANSYS 将显示出如图 7-7 所示的 von Mises 应力云图（ANSYS 无法正确表达应力沿板厚方向的变化）。

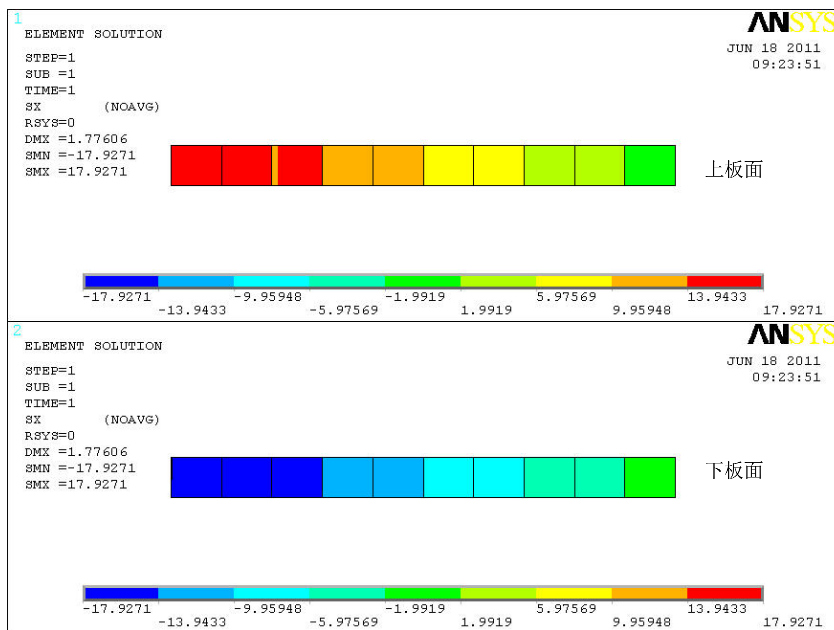


图 7-3 上、下板面 *X* 方向的应力云图（四边形单元）

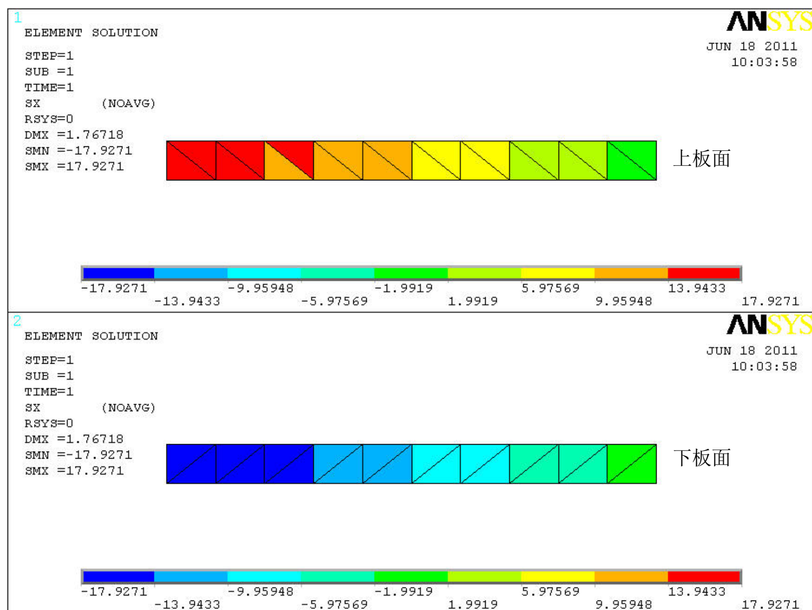


图 7-4 上、下板面 *X* 方向的应力云图（三角形单元）

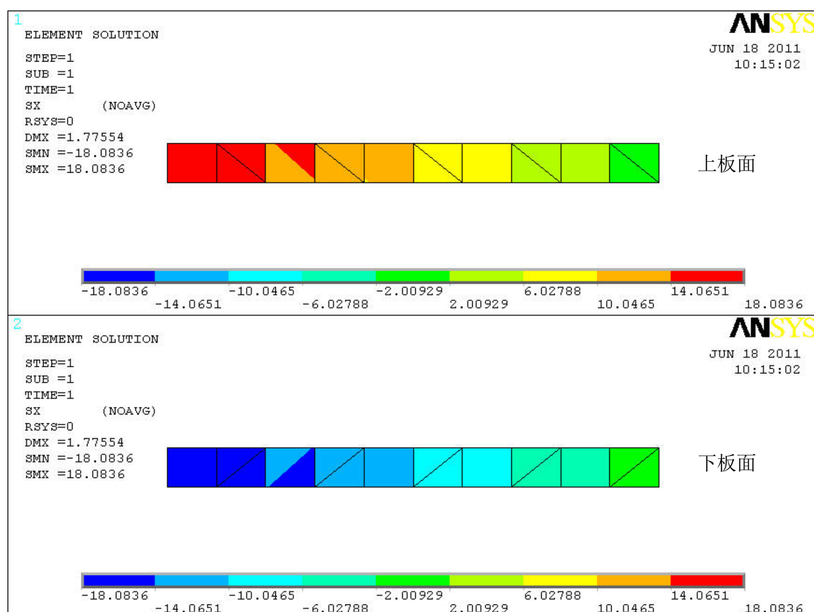
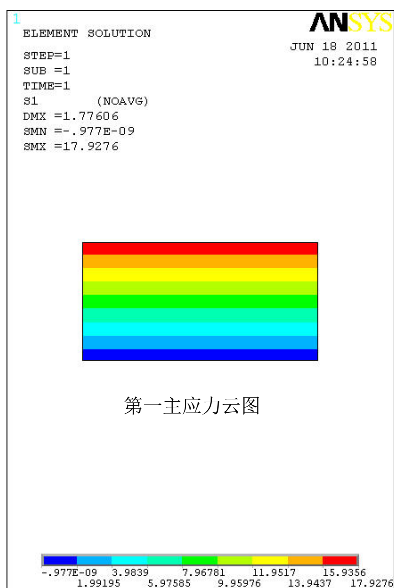


图 7-5　上、下板面 *X* 方向的应力云图（混合单元）



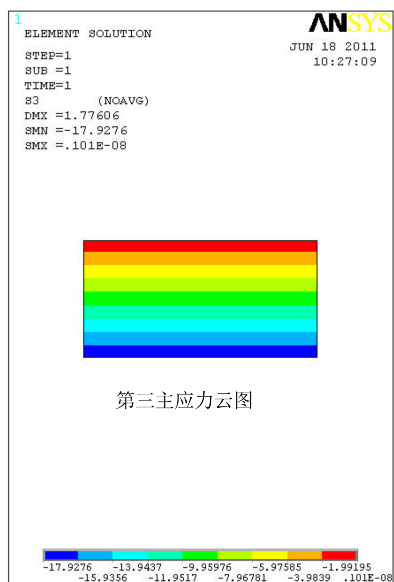


图 7-6　距固定端 *L*/2 处的横截面的主应力云图（20 个四边形单元）

6）表 7-1 的计算结果显示：即使是低阶三角形单元和混合单元的数值结果，也能很好地吻合理论解。这是因为板壳仅产生了垂直于板面的变形，低阶三角形单元刚度较大的特性没有表现出来。若分析平行于板面的变形，结论将有所不同，例 7-2 给出了具体示例。

7）由于约束了梁的固定端（多个节点）的 6 个自由度，因此，*Y*、*Z* 方向应力，*XY*、



YZ、*XZ* 剪应力和第二主应力一般不为零。尽管如此，板壳单元比梁单元更能吻合工程实际，因为梁单元是一种理想的模型。

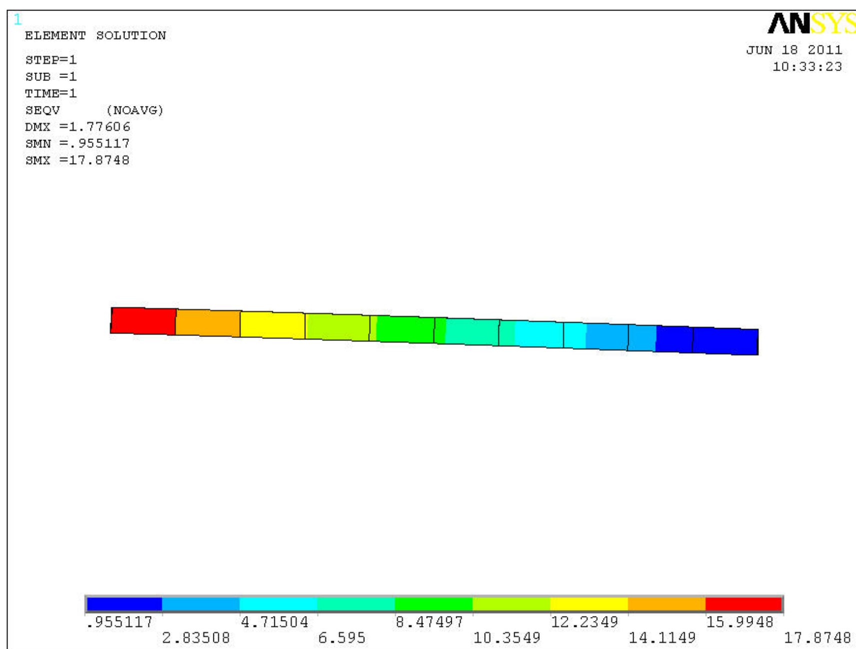


图 7–7 von Mises 应力云图（四边形单元）

8）板壳单元能够准确模拟梁结构的模态频率和振型，模态振型与图 6–8 完全一致。

7.7 板壳单元分析实例 2

【例 7–2】 板壳单元分析 2。

将例 6–1 中的集中力 *P* 改为垂直纸面向内，即 *Y* 方向，其余条件不变，求解梁右端的挠度、距固定端 *L*/2 处的横截面的最大弯曲应力、*X*–*Y* 平面内的前三阶振动模态频率，并与板壳单元有限元解对比。

梁的挠度、*X*–*Y* 平面内的前三阶振动模态频率可分别采用式（6–1）和式（6–4）进行计算，但需要将式中所有的 *Y* 轴惯性矩（I_y）替换为 *Z* 轴惯性矩（I_z），I_z 可表达为

$$I_z = \frac{b^3 h}{12} \tag{7–1}$$

弯曲应力 σ 由式（7–2）计算：

$$\sigma = \frac{PLb}{4I_z} \tag{7–2}$$

表 7–2 列出了有限元解与理论解的对比数据。

表 7-2 有限元解与理论解的对比

项 目		挠度/mm	应力/MPa	一阶频率/Hz	二阶频率/Hz	三阶频率/Hz
理 论 解		0.446	9.375	329.0	2061.9	5773.3
有限元解	20 个四边形单元	0.446	8.897	328.9	2059.3	5769.1
	误差/（%）	0	–5.10	–0.03	–0.13	–0.07
	10 个高阶四边形单元	0.433	9.170	334.2	2078.7	5756.6
	误差/（%）	–2.91	–2.19	1.58	0.81	–0.29
	20 个高阶三角形单元	0.429	8.482	336.0	2103.8	5891.6
	误差/（%）	–3.81	–9.53	2.13	2.03	2.05
	40 个三角形单元	0.087	1.947	742.0	4544.1	12313.0
	误差/（%）	–80.50	–79.23	125.54	120.38	113.27
	30 个混合单元	0.290	8.899	405.4	2535.5	7086.6
	误差/（%）	–34.98	–5.08	23.21	22.97	22.75
	5016 个三角形单元	0.437	9.121	332.4	2068.0	5362.2
	误差/（%）	–2.02	–2.71	1.03	0.30	–7.12

计算结果说明：

1）表 7-2 中的计算项目，除最后一项外（见图 7-8），其余分别采用例 7-1 中的网格模型。

2）与例 7-1 相同，所有模型只约束了梁的固定端的 6 个自由度。对于应力结果，依然查看 *X* 方向应力。

3）低阶三角形单元属于常应变、常应力单元（单元内应变、应力为常数）[8]。在结构分析中，低阶三角形单元表现出较高的刚度特性，为提高计算精度，必须划分足够细密的网格。图 7-9 所示为低阶四边形和三角形混合单元的应力云图。图 7-10 所示为高阶三角形单元的应力云图。

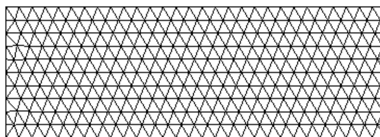


图 7-8 5016 个三角形单元（局部）



图 7-9 低阶四边形和三角形混合单元的应力云图

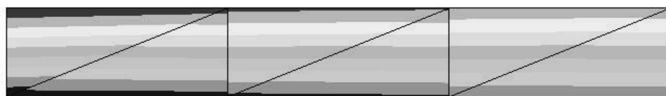


图 7-10 高阶三角形单元的应力云图

7.8 本章小结

1）板壳单元能够准确模拟梁结构的静态特性和动态特性。

2）对于板壳单元的后处理，只有板面的显示结果符合工程实际，板内显示为板面之间的线性变化，不一定符合工程实际。尽管如此，实际工程中往往只需考察板的表面，而不是板的内部。

3）对于结构分析，应尽量避免使用低阶三角形单元，尤其是在结果梯度很大或其他需关注的区域。这是因为低阶三角形单元属于常应变、常应力单元（单元内应变、应力为常数），表现出较高的刚度特性。为提高计算精度，必须划分足够细密的网格，这将显著增加计算量，进而给求解带来困难。

4）高阶板壳单元更适合模拟曲面或曲线边界，且能以较少单元取得较高的计算精度。对于板壳单元，低阶与高阶单元区别并不十分明显（低阶三角形单元除外），因此，除非需要获取高精度的应力，可优先采用低阶四边形单元建立板壳模型。

5）为了准确模拟结构的高频振动，必须划分足够细密的有限元网格。

6）模态计算中，开启计算单元结果选项，以方便观察模态变形。

7）对于 SHELL181 单元，需设置单元选项 K3=2，即采用非协调模式的完全积分方法，以提高计算精度。对于 SHELL281 单元，则采用默认单元选项。

8）SHELL181 和 SHELL281 单元适合于分析从薄到中等厚度的板壳结构，若需要精确考察板壳内部变形及应力分布，推荐选用实体单元进行模拟。

9）在有限元模型中，任何尖角的引入都将导致该处应力奇异。一般来说，这对模型的总体响应没有太大影响，但在靠近奇异处所预测的应力是不准确的。如果要获取尖角处精确的应力，则应采用实体单元建立包含细节特征的有限元模型。

第 8 章　实体结构有限元分析



本章主要介绍实体单元的基本特性。本章结合实例，重点讲解实体单元的建模原则，分析 SOLID185 单元和 SOLID186 单元的计算精度，并与梁单元和板壳单元进行了对比。

8.1　概述

工程中的绝大部分结构都属于空间结构，如汽车、飞机的发动机，工程机械、建筑、桥梁的主体结构和人体骨骼等。这类结构的几何模型为三维实体，需要采用空间实体单元进行模拟。

在 ANSYS 13.0 中，SOLID185 和 SOLID186 单元（高阶单元）适用于大多数的工程问题。三维单元的每个节点具有 3 个自由度，即 3 个平动自由度。SOLID185 和 SOLID186 单元支持线性分析，大变形、大应变等非线性分析，并支持弹性材料定义，塑性、蠕变以及其余非线性材料定义。

8.2　实体单元的几何构型

图 8-1 所示为 SOLID185 和 SOLID186 单元的几何构型。默认情况下，单元坐标系平行于总体笛卡儿坐标系。一般情况下，并不需要关注单元坐标系。

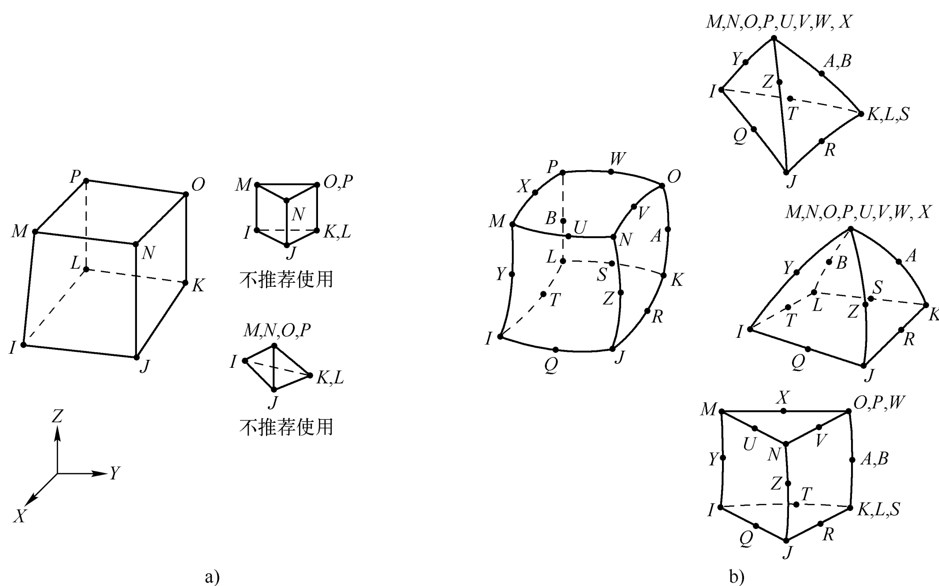


图 8-1　单元的几何构型

a) SOLID185 单元的几何构型　b) SOLID186 单元的几何构型

SOLID185 单元为 8 节点六面体单元，可退化为楔形单元（*K*、*L* 节点合并，*O*、*P* 节点合并）和四面体单元（*K*、*L* 节点合并、*M*、*N*、*O*、*P* 节点合并），但不推荐使用。SOLID186 单元为 20 节点高阶六面体单元，可退化为金字塔单元（*M*、*N*、*O*、*P*、*U*、*V*、*W*、*X* 节点合并）、楔形单元（*K*、*L*、*S* 节点合并，*A*、*B* 节点合并，*O*、*P*、*W* 节点合并）和四面体单元（*K*、*L*、*S* 节点合并，*A*、*B* 节点合并，*M*、*N*、*O*、*P*、*U*、*V*、*W*、*X* 节点合并）。

8.3　实体结构的网格划分

实体结构的有限元网格划分详见第 3 章。

注意：对于结构分析，应尽量避免使用低阶退化单元（楔形单元和四面体单元），尤其是在结果梯度很大或其他需关注的区域。

8.4　定义单元选项

对于 SOLID185 单元，需设置单元选项 K2=2（Enhanced strain formulation），即采用增强应变公式方法。这种方法可消除剪切锁定和体积锁定，虽然计算量较大，但可提高计算精度。对于 SOLID186 单元，设置单元选项 K2=1（Full integration），即采用完全积分方法。这种方法可消除沙漏模式，但应谨慎用于不可压缩性材料（泊松比约为 0.5）的模拟，否则可能导致体积锁定。

说明：对于 SOLID185 单元，K2=0（Full integration with $\bar{B}$ method）为默认单元选项，即选择基于 $\bar{B}$ 法的完全积分方法进行计算。这种方法虽然可以避免体积锁定，但不能消除任何剪切锁定。对于 SOLID186 单元，K2=0（Uniform reduced integration （default））为默认单元选项，即选择一致缩减积分方法进行计算。这种方法可消除体积锁定，但应在每个方向上至少划分两层网格，以消除沙漏模式。

8.5　实体单元分析实例

【例 8-1】 实体单元分析。

采用实体单元建立悬臂梁的有限元模型，对例 6-1 进行分析。

尽管实体单元可以构建悬臂梁固定端的圆角过渡，从而避免应力奇异，但本例不做深入研究。因此，与例 7-1 相同，本例不考察悬臂梁固定端的应力，而只考察距固定端 L/2 处的横截面的最大弯曲应力。

表 8-1 列出了有限元解与理论解的对比数据。

表 8-1 有限元解与理论解的对比

项 目		挠度/mm	应力/MPa	一阶频率/Hz	二阶频率/Hz	三阶频率/Hz
理 论 解		1.786	18.75	164.50	1030.9	2886.7
有限元解	20 个六面体单元	1.773	17.89	165.26	1040.0	2939.2
	误差/（%）	−0.73	−4.59	0.46	0.88	1.82
	360 个六面体单元	1.772	18.29	165.34	1035.9	2901.2
	误差/（%）	−0.78	−2.45	0.51	0.49	0.50
	2160 个六面体单元	1.775	18.44	165.14	1033.7	2889.8
	误差/（%）	−0.62	−1.65	0.39	0.27	0.11
	20 个高阶六面体单元	1.762	18.42	165.96	1039.2	2906.4
	误差/（%）	−1.34	−1.76	0.89	0.81	0.68
	360 个高阶六面体单元	1.776	18.68	165.07	1032.6	2883.1
	误差/（%）	−0.56	−0.37	0.35	0.16	−0.12
	2160 个高阶六面体单元	1.779	18.71	164.94	1031.7	2880.3
	误差/（%）	−0.39	−0.21	0.27	0.08	−0.22
	4089 个高阶四面体单元	1.779	18.74	164.89	1031.4	2879.7
	误差/（%）	−0.39	−0.05	0.24	0.05	−0.24
	4089 个四面体单元	1.067	14.31	212.99	1332.8	3714.9
	误差/（%）	−40.26	−23.68	29.48	29.29	28.69
	69717 个四面体单元	1.600	19.03	173.89	1087.8	3037.3
	误差/（%）	−10.41	1.49	5.71	5.52	5.22

计算结果说明：

1）网格划分模式由表 8-2 列出，几何模型及坐标系详见图 6-2。

表 8-2 网格划分模式

网 格 模 式	网 格 数 量		
	X 方向	*Y* 方向	*Z* 方向
20 个（高阶）六面体	20	1	1
360 个（高阶）六面体	40	3	3
2160 个（高阶）六面体	60	6	6
4089 个（高阶）四面体	较密，如图 8-2 所示		
69717 个四面体	细密，如图 8-3 所示		

2）与例 7-1 相似，只约束梁的固定端的 3 个平动自由度。本例只分析梁在 *X*-*Z* 平面内的振动，而对于 *X*-*Y* 平面内的振动、沿 *X* 轴向的振动以及绕 *X* 轴的扭振，本例不做深入研究。

3）除非特别声明，本节只给出悬臂梁右半段的应力云图。

4）与例 6-1 相同，对于应力结果，依然查看 *X* 方向应力。图 8-4 和图 8-5 为悬臂梁

X 方向的应力云图。图 8-6 和图 8-7 为距固定端 *L*/2 处的横截面的主应力云图。图 8-8 和图 8-9 为悬臂梁的 von Mises 应力云图。

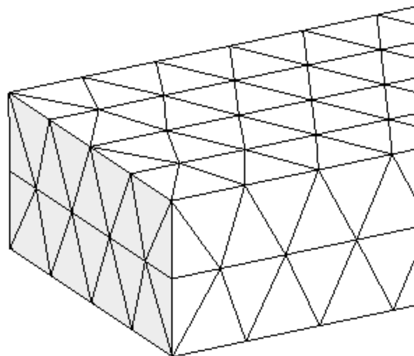


图 8-2　4089 个（高阶）四面体网格（局部）

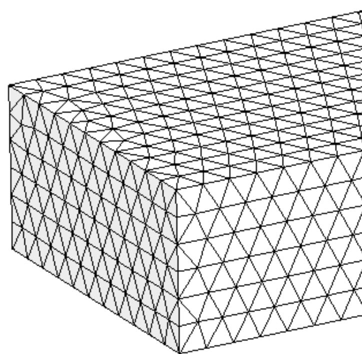


图 8-3　69717 个四面体网格（局部）

5）将图 8-4、图 8-6、图 8-8 分别与图 7-3、图 7-6、图 7-7 进行对比可知：单层六面体网格模型类似于板壳模型，能够准确分析结构表面应力，却无法精确表达结构内部的应力分布状态。将图 8-5、图 8-7、图 8-9 分别与图 6-4、图 6-5、图 6-6 进行对比可知：三层六面体网格模型能够准确表达结构内部及表面的应力分布状态。

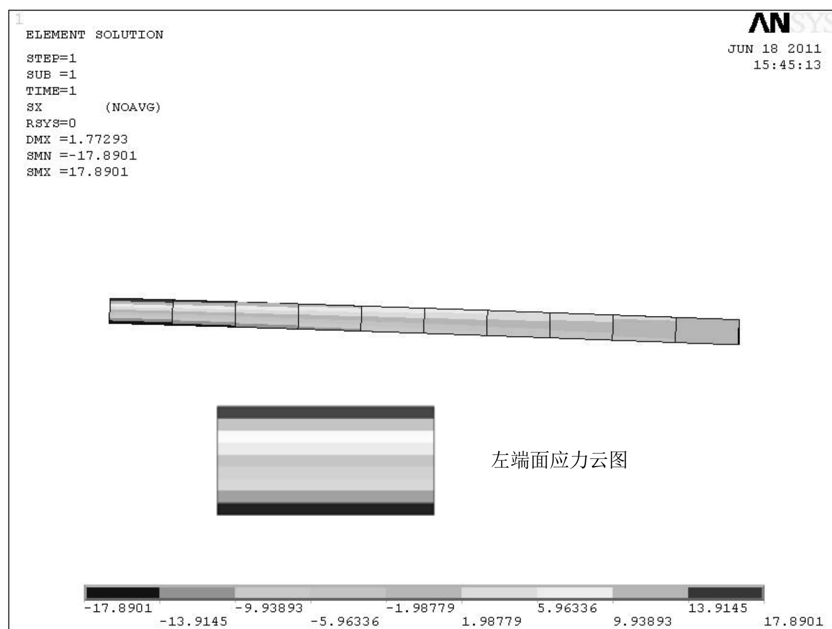


图 8-4　*X* 方向的应力云图（一层六面体单元）

6）由于约束了梁的固定端（多个节点）的所有自由度，因此，*Y*、*Z* 方向应力，*XY*、*YZ*、*XZ* 剪应力和第二主应力一般不为零。尽管如此，实体单元比梁单元和板壳单元更能符合工程实际，因为梁单元和板壳单元均是简化模型。

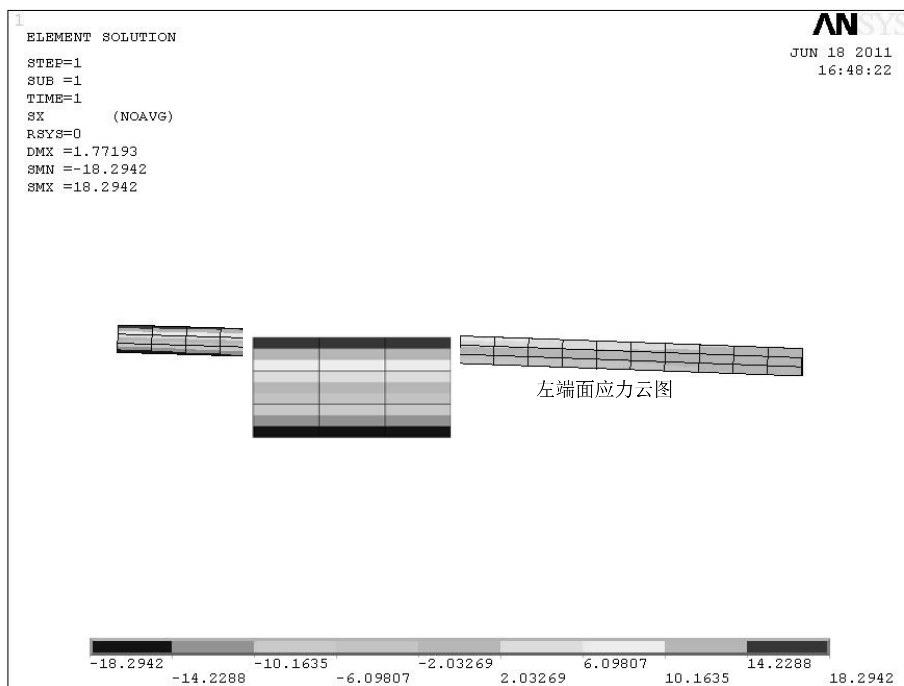
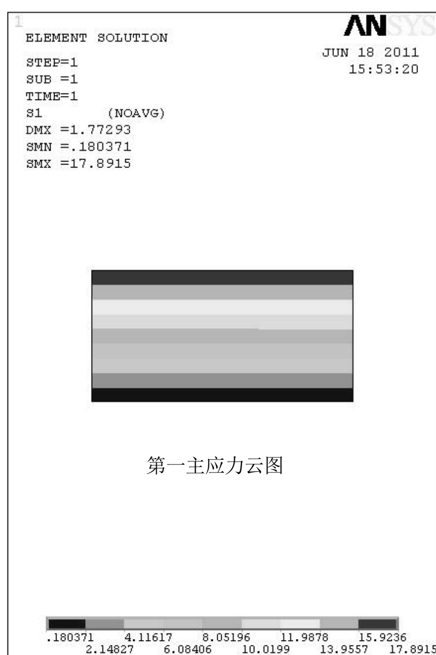


图 8-5 *X* 方向的应力云图（三层六面体单元）



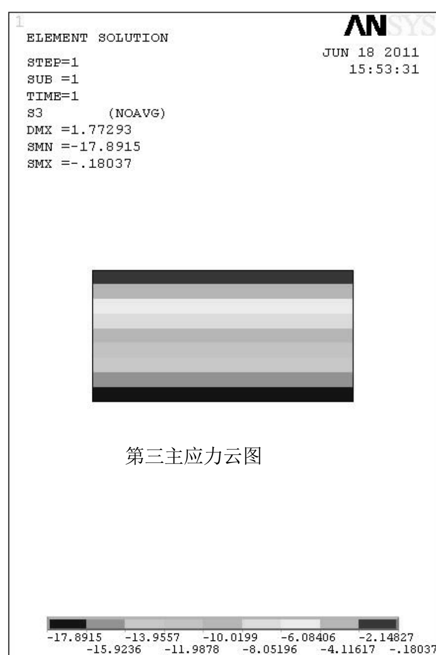
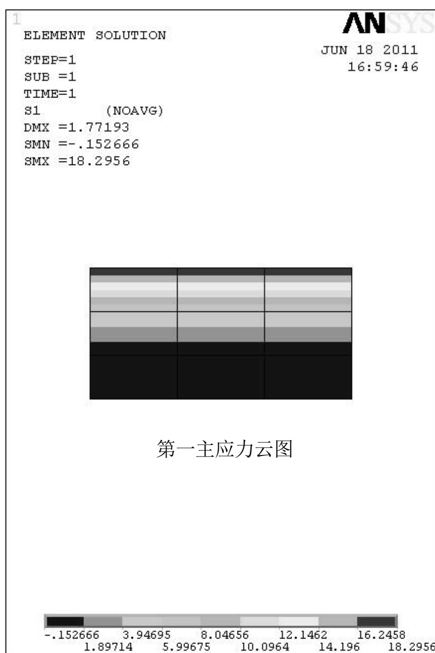
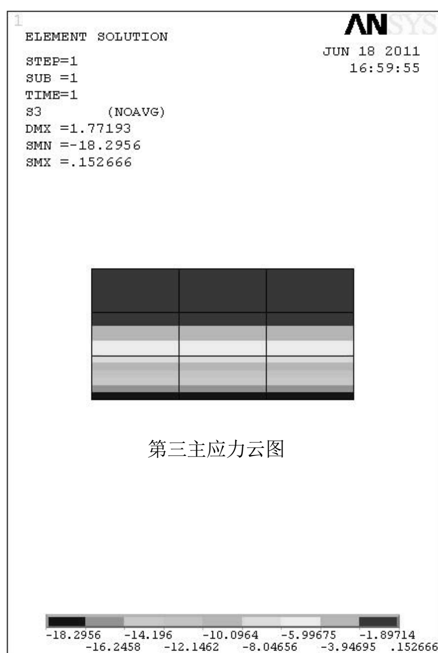


图 8-6 距固定端 *L*/2 处的横截面的主应力云图（一层六面体单元）





第一主应力云图



第三主应力云图

图 8-7　距固定端 *L*/2 处的横截面的主应力云图（三层六面体单元）

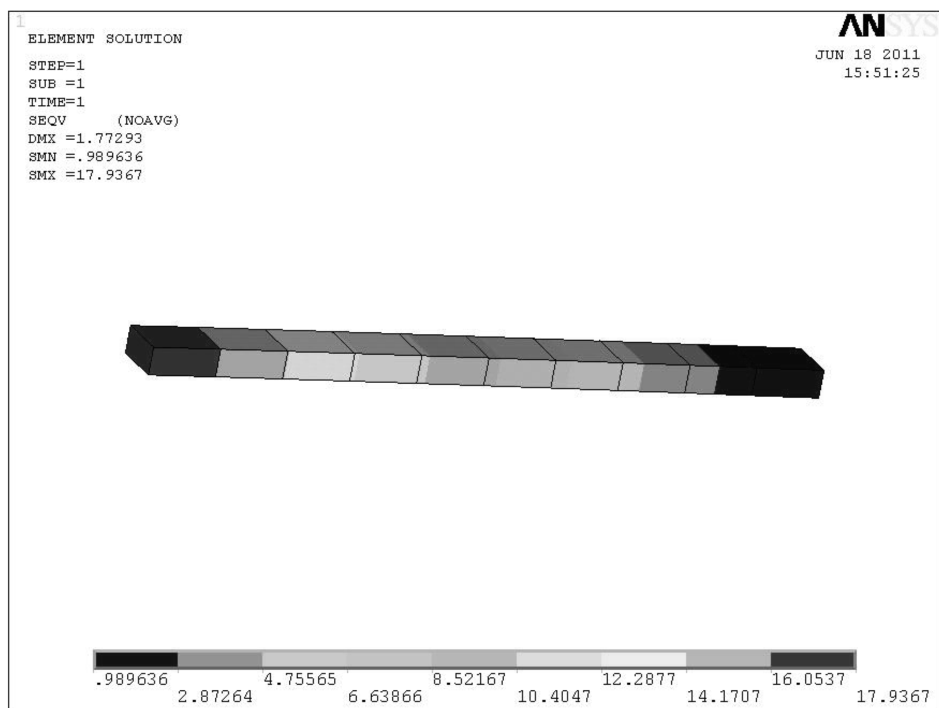


图 8-8　von Mises 应力云图（一层六面体单元）

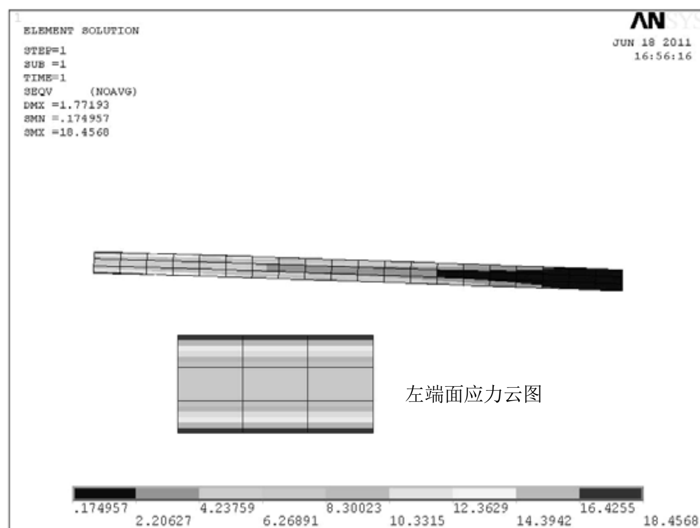


图 8-9　von Mises 应力云图（三层六面体单元）

7）低阶退化单元（楔形单元和四面体单元）属于常应变、常应力单元（单元内应变、应力为常数）。在结构分析中，低阶退化单元表现出较高的刚度特性，为提高计算精度，必须划分足够细密的网格。图 8-10 所示为低阶四面体单元和高阶四面体单元的应力云图。图 8-11 所示为低阶六面体单元的应力云图。

8）实体单元能够准确模拟梁结构的模态频率和振型，模态振型与图 6-8 完全一致。

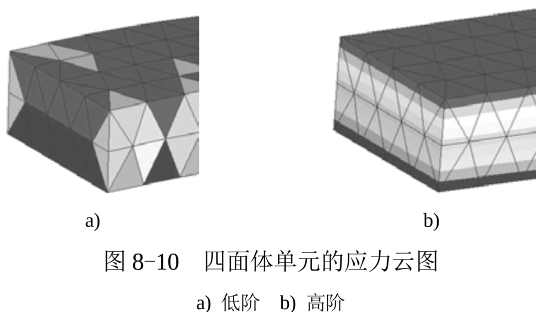


图 8-10　四面体单元的应力云图

a) 低阶　b) 高阶

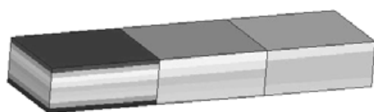


图 8-11　低阶六面体单元的应力云图

8.6　本章小结

1）实体单元能够准确模拟梁结构的静态特性和动态特性。

2）对于结构分析，应尽量避免使用低阶退化单元（楔形单元和四面体单元），尤其是在

结果梯度很大或其他需关注的区域。这是因为低阶退化单元属于常应变、常应力单元（单元内应变、应力为常数），表现出较高的刚度特性。为提高计算精度，必须划分足够细密的网格，这将显著增加计算量，进而给求解带来困难。

3）高阶实体单元更适合模拟曲面边界，且能以较少单元取得较高的计算精度。对于六面体单元，低阶与高阶单元区别并不十分明显。因此，除非需要获取高精度的应力，可优先采用低阶六面体单元建立实体模型。对于复杂的实体模型，优先采用高阶四面体单元建立实体模型。

4）为准确模拟结构的高频振动，必须划分足够细密的有限元网格。

5）除结构表面应力外，若还需考察结构内部的应力分布状态，则必须在结构的每个方向至少划分三层网格（非低阶退化单元）。

6）对于 SOLID185 单元，需设置单元选项 K2=2，即采用增强应变公式方法。这种方法可消除剪切锁定和体积锁定，虽然计算量较大，但可提高计算精度。对于 SOLID186 单元，设置单元选项 K2=1，即采用完全积分方法。这种方法可消除沙漏模式，但应谨慎用于不可压缩性材料（泊松比约为 0.5）的模拟，否则可能导致体积锁定。

7）在有限元模型中，任何尖角的引入都将导致该处应力奇异。一般来说，这对模型的总体响应没有太大影响，但在靠近奇异处所预测的应力是不准确的。如果要获取尖角处精确的应力，则应构造准确的结构细节特征，并划分足够细密的实体网格。



第 9 章　其余常用单元及连接技术

本章主要介绍各种理想单元和连接技术，包括质量单元 MASS21、线性弹簧单元 COMBIN14、非线性弹簧单元 COMBIN39、预紧力单元 PRETS179、刚性杆/梁单元 MPC184-Link/Beam、铰链单元 MPC184-Revolute、目标单元 TARGE170、接触单元 CONTA173、CONTA174、CONTA175、刚性区域 CERIG 和柔性连接 RBE3。

9.1　概述

第 5~8 章分别介绍了杆、梁、板壳、实体结构有限元分析。对于单个零件的仿真，上述单元已足够使用。然而，工程结构大多是装配体，涉及各零件的连接关系，如螺栓连接、焊接、过盈配合和铰接等。为模拟更加复杂的工程结构，ANSYS 提供了多种理想单元和连接技术。

9.2　质量单元 MASS21

质量单元用于模拟集中质量，可包含转动惯量。ANSYS 提供了质量单元 MASS21。

9.2.1　单元描述

MASS21 是有多达 6 个自由度的点单元：沿节点坐标系 *X*、*Y*、*Z* 方向的平动和绕 *X*、*Y*、*Z* 轴的转动，每个坐标轴方向可以指定不同的质量和转动惯量。图 9-1 为 MASS21 单元的几何构型。

9.2.2　单元选项

对于三维质量单元，通常应同时包含质量和转动惯量，保持默认单元选项即可。

说明：K2 用于控制单元坐标系的初始方向，K2=0（Parall to global）为默认设置，表示单元坐标系初始平行于总体笛卡儿坐标系，K2=1（Par to nodal sys）表示单元坐标系初始平行于节点坐标系，如图 9-1 所示。

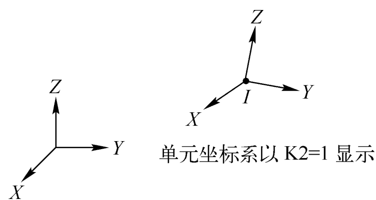


图 9-1　MASS21 单元的几何构型

9.2.3　实常数

实常数用于定义单元质量属性，包括对单元坐标系的质量 MASSX、MASSY、MASSZ，对单元坐标轴的转动惯量 IXX、IYY、IZZ。

一般地，质量单元在 3 个平动方向具有相同的质量，需定义所有轴的质量（即使数值相同），但绕各坐标轴的转动惯量可能不同，需分别定义，即需要定义 6 个实常数。

注意：当质量单元用作辅助单元，而不需考虑其质量和转动惯量时，可定义一项实常数为极小值，如 MASSX=1E−9。

9.3 弹簧单元

弹簧单元用于模拟弹簧效应。ANSYS 提供了线性弹簧单元 COMBIN14 和非线性弹簧单元 COMBIN39。

9.3.1 线性弹簧单元 COMBIN14

1．单元描述

COMBIN14 单元有轴向拉压或绕轴扭转的能力，由两个节点构成。轴向弹簧−阻尼器选项表示单轴拉压（沿轴线）单元，在每个节点上至多有 3 个自由度，即沿节点坐标系 *X*、*Y*、*Z* 方向的平动，不考虑弯曲或者扭转。扭转弹簧−阻尼器选项表示单纯的旋转（绕轴线）单元，在每个节点上有 3 个自由度，即绕节点坐标系 *X*、*Y*、*Z* 轴的旋转，不考虑弯曲或者轴向载荷。图 9−2 为 COMBIN14 和 COMBIN39 的几何构型。

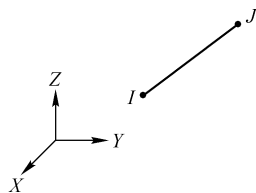


图 9−2 COMBIN14 和 COMBIN39 的几何构型

注意：COMBIN14 单元本身没有质量，但可利用适当的质量单元（MASS21）来增加质量。

2．单元选项

单元选项用于控制 COMBIN14 单元的行为。对于三维轴向拉压弹簧，保持默认单元选项设置；对于三维扭转弹簧，设置 K3=1（3−D torsional spring−damper）。

3．实常数

实常数用于定义 COMBIN14 的弹性常数。若只考虑弹簧的刚度，则只需定义实常数 K。对于轴向拉压弹簧，K 的单位为力/长度；对于绕轴扭转弹簧，K 的单位为力×长度/弧度。

注意：轴向拉压弹簧仅具有轴向刚度，绕轴扭转弹簧仅具有绕轴扭转的刚度。

9.3.2 非线性弹簧单元 COMBIN39

1．单元描述

COMBIN39 是一种具有非线性功能的弹簧单元，具有轴向拉压或绕轴扭转的能力，由两个节点构成。轴向弹簧选项表示单轴拉压（沿轴线）单元，在每个节点上至多有 3 个自由度，即沿节点坐标系 *X*、*Y*、*Z* 方向的平动，不考虑弯曲或者扭转。扭转弹簧选项表示单纯的旋转（绕轴线）单元，在每个节点上有 3 个自由度，即绕节点坐标系 *X*、*Y*、*Z* 轴的旋转，不考虑弯曲或者轴向载荷。图 9−2 显示了 COMBIN39 的几何构型。

注意：COMBIN39 单元本身没有质量，但可利用适当的质量单元（MASS21）来增加质量。

2．单元选项

单元选项用于控制 COMBIN39 单元的行为。对于三维轴向拉压弹簧，需设置 K4=1（3-D longitudinal element（UX, UY and UZ））；对于三维绕轴扭转弹簧，需设置 K4=2（3-D torsional element（ROTX, ROTY and ROTZ））；对于单向受拉（或绕轴正向的扭矩）弹簧，除设置相应的 K4 之外，还应设置 K2=1（Element offers no resistance to compressive loading）。

3．实常数

实常数用于定义 COMBIN39 的弹性常数，即刚度。本单元通过定义广义力-变形曲线来定义弹簧刚度，如力-相对位移、扭矩-相对转角。下面以轴向拉压弹簧为例，说明实常数的设置要求。

（1）拉压刚度相同

仅需定义拉伸刚度数据，若为线性弹簧（与 COMBIN14 相同），则只需定义第一组数据，即 D1 和 F1。

（2）非线性弹簧

需定义一组数据，且位移必须由小到大。

（3）拉伸/压缩刚度不同

需定义所有刚度数据，且位移必须由小到大，由负到正（负为压缩，正为拉伸）。

（4）仅有拉伸刚度

按实际情况定义刚度数据，且刚度数据中不能包含负的位移。

注意：① 轴向拉压弹簧仅具有轴向刚度，绕轴扭转弹簧仅具有绕轴扭转的刚度。
② 此弹簧为非线性单元，计算中包含非线性。

9.4 预紧力单元 PRETS179

预紧力单元用于模拟螺栓等结构的预紧力。ANSYS 提供了预紧力单元 PRETS179。

9.4.1 单元描述

PRETS179 单元由 3 个节点 *I*、*J*、*K* 构成，用于定义已进行了网格划分结构内的二维或三维预紧截面，该结构可以由任意二维或三维结构单元（实体、梁、板壳、管或杆）建立。PRETS179 单元仅有一个平动自由度 UX，代表定义的预紧力方向。ANSYS 对问题的几何条件进行换算，将预紧力施加于预紧力方向，而不考虑模型是如何定义的。图 9-3 为 PRETS179 单元的几何构型。

节点 *I* 和 *J* 最初是重合的，它们应该具有相同的节点坐标系。对每个预紧截面，预紧单元的节点顺序是重要的。节点 *I* 必须位于表面 *A*，而节点 *J* 必须位于表面 *B*。

节点 *K* 是预紧节点，用于施加预紧力。节点 *K* 可以在空间内的任何地方，但它的节点坐标系必须是总体笛卡儿坐标系。每个预紧区域只有一个预紧节点，它只应连接预紧单元。

预紧节点 *K* 只有自由度 *UX*，用来定义在预紧载荷方向上表面 *A* 和表面 *B* 间的相对位移

（阻止发生滑动运动）。

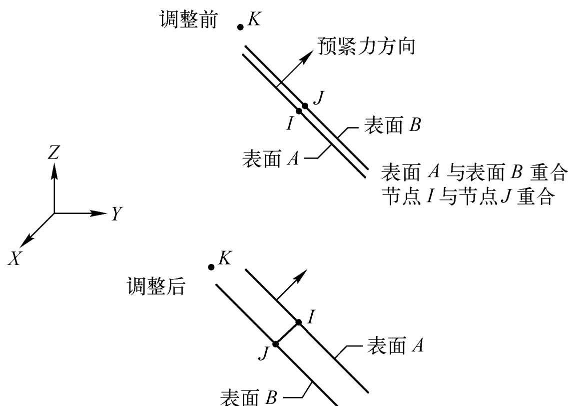


图 9−3　PRETS179 单元的几何构型

预紧载荷可用 SLOAD 命令施加，在求解时，这种载荷将覆盖任何采用 F 和 D 命令施加于此节点上的载荷。

PRETS179 单元仅能使用拉伸/压缩载荷，忽略弯曲或扭转载荷。在建立 PRETS179 单元时，应始终记住预紧力载荷的方向与表面 *A* 相关。

9.4.2 预紧力方向

预紧力方向由预紧力截面数据定义，它定义了预紧力相对表面 *A* 的方向。预紧力方向是常数，发生大变形的情况不会自动更新。预紧力方向可以在载荷步间由截面数据改变，对大挠度问题，可以追踪挠度并且变换预紧力方向。

涉及预紧力的计算通常也包含接触非线性，第 19 章例 19−4 即为螺栓预紧力分析实例。

9.5 多点约束单元 MPC184

多点约束（MultiPoint Constraint，MPC）单元用于控制节点之间的运动约束关系。ANSYS 提供了功能丰富的 MPC184 单元。依据其功能，可将 MPC184 单元分为两类：约束单元（如刚性杆和刚性梁等）和连接单元（如铰链单元和万向连接单元等）。

9.5.1 刚性杆/梁单元 MPC184−Link/Beam

1．单元描述

MPC184−Link/Beam 单元可以用来模拟两个变形体之间的刚性约束，或者模拟传递力和力矩的刚性部件。该单元不仅适用于线性分析，也适用于大转动、大应变等非线性分析。

MPC184−Link/Beam 单元由两个节点构成，如图 9−4 所示。节点 *I* 到节点 *J* 定义了单元的 *X* 轴，但通常不必关注单元坐标系。对于刚性杆单

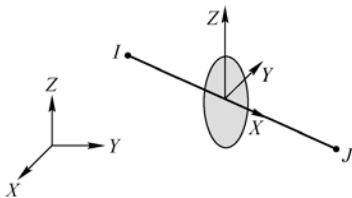


图 9−4　MPC184-Link/Beam 单元的几何构型

元，每个节点具有 3 个平动自由度；对于刚性梁单元，每个节点具有 3 个平动自由度和 3 个转动自由度。

2．单元选项

单元选项用于定义 MPC184 单元类型和单元算法。

K1=0（Rigid link）为默认值，表示 MPC184 刚性杆单元；K1=1（Rigid beam）表示 MPC184 刚性梁单元。

对于单元算法，ANSYS 支持直接消去法（K2=0, Direct elimination method（default））和拉格朗日乘子法（K2=1, Lagrange multiplier method）。一般地，拉格朗日乘子法的应用范围更广，使用限制更少，推荐为首选设置。

注意：使用 MPC184 刚性杆/梁单元时，应小心谨慎，防止系统过约束。

9.5.2 铰链单元 MPC184−Revolute

1．单元描述

铰链连接广泛应用于汽车、机器人、生物工程和其他行业。ANSYS 提供的铰链单元（MPC184−Revolute）可用于模拟铰链连接。MPC184−Revolute 单元由两个重合节点组成，每个节点具有 6 个自由度，即 3 个平动自由度和 3 个转动自由度。顾名思义，铰链单元只允许绕一个转动轴转动，如图 9−5 所示。

图 9−5 中，e_1^I、e_2^I、e_3^I 分别为 *I* 节点的局部笛卡儿坐标方向；e_1^J、e_2^J、e_3^J 分别为 *J* 节点的局部笛卡儿坐标方向。

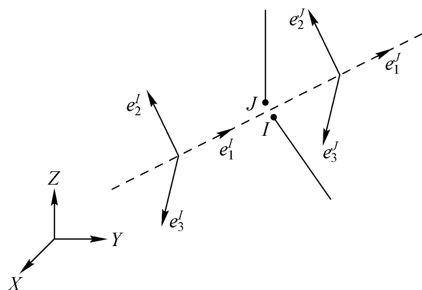


图 9−5 MPC184−Revolute 单元的几何构型

2．节点局部坐标系

对于铰链单元，必须定义 *I* 节点的局部笛卡儿坐标系，以确定销轴方向。*J* 节点的局部笛卡儿坐标系默认与 *I* 节点相同，可不定义。

注意：只有代表销轴方向的局部坐标系方向是重要的，其余两个坐标方向以及坐标原点的位置不影响计算结果。

3．单元选项

单元选项用于定义 MPC184 单元类型和单元算法。

K1=6（Revolute joint element）表示 MPC184 铰链单元。

销轴方向由 K4 决定。K4=0（X−axis revolute）为默认值，表示局部坐标方向 e_1 为销轴方向（见图 9−5）；K4=1（Z−axis revolute）表示局部坐标方向 e_3 为销轴方向。

对于单元算法，除 MPC184−Link/Beam 单元支持直接消去法和拉格朗日乘子法外，其余所有 MPC184 单元只支持拉格朗日乘子法。

4．铰链截面

铰链截面用于指定 *I* 节点和 *J* 节点的局部坐标系。

铰链单元的具体应用详见第 20 章例 20−1。

9.6 目标单元与接触单元

目标单元和接触单元通常配合使用，用于模拟接触问题或定义 MPC 算法。对于三维问题，应用最多的是目标单元 TARGE170，接触单元 CONTA173、CONTA174 和 CONTA175。

9.6.1 目标单元 TARGE170

1．单元描述

TARGE170 表示三维“目标”面，通过共享实常数号与相关接触单元（如 CONTA173、CONTA174、CONTA175 等）联合使用。

TARGE170 对于不同的应用具有不同的单元形式，常用的形式为低/高阶三角形、低/高阶四边形和点（PILOT）。

除 PILOT 具有 3 个平动和 3 个转动自由度外，其余形式的单元节点只有 3 个平动自由度。

2．单元选项

对于 TARGE170 单元，ANSYS 提供了 5 个单元选项。

K1、K2 是通用单元选项，详见第 19.3 节。

K3 用于热分析，一般采用默认设置（K3=0, Based on contact status）。

K4、K5 用于 MPC 算法，详见第 10.2 节和第 10.5 节。

3．实常数

TARGE170 单元与相关接触单元共享实常数号，实常数的关键设置详见 19.3 节。

9.6.2 接触单元 CONTA173

1．单元描述

CONTA173 单元覆盖于接触面，通过共享实常数号与 TARGE170 单元联合使用。该单元具有低阶四边形或三角形的形式（由下伏单元决定），用于三维问题分析。在结构分析中，单元每个节点只有 3 个平动自由度。

2．单元选项

对于 CONTA173 单元，ANSYS 提供了 12 个单元选项，用于控制接触算法和 MPC 算法。对于接触分析，详见第 19.3 节；对于 MPC 算法，详见第 10.2 节和第 10.5 节。

3．实常数

CONTA173 单元与 TARGE170 单元共享实常数号，实常数的关键设置详见第 19.3 节。

9.6.3 接触单元 CONTA174

1．单元描述

CONTA174 单元覆盖于接触面，通过共享实常数号与 TARGE170 单元联合使用。该单元具有高阶四边形或三角形的形式（由下伏单元决定），用于三维问题分析。在结构分析中，单元每个节点只有 3 个平动自由度。

2．单元选项

对于 CONTA174 单元，ANSYS 提供了 12 个单元选项，用于控制接触算法和 MPC 算法。对于接触分析，详见第 19.3 节；对于 MPC 算法，详见第 10.2 节和第 10.5 节。

3．实常数

CONTA174 单元与 TARGE170 单元共享实常数号，实常数的关键设置详见第 19.3 节。

9.6.4 接触单元 CONTA175

1．单元描述

CONTA175 是点单元，位于接触面表面节点，可用于模拟面−面接触和点−面接触等问题。对于绑定和不分离接触类型，支持高阶下伏单元；对于其余接触类型，推荐采用低阶下伏单元。在三维结构分析中，单元节点只有 3 个平动自由度。

2．单元选项

对于 CONTA175 单元，ANSYS 提供了 12 个单元选项，用于控制接触算法和 MPC 算法。对于接触分析，详见 19.4 节；对于 MPC 算法，详见第 10.2 节。

3．实常数

CONTA175 单元与 TARGE170 单元共享实常数号，实常数的关键设置详见第 19.3 节。

9.7 刚性区域 CERIG

刚性区域常用于各种连接定义，如螺栓连接、焊接和轴承等。ANSYS 提供的 CERIG 命令类似于 NASTRAN 中的 RBE2，通过自动建立约束方程的方式定义刚性区域。

定义刚性区域时，需指定一个主节点和从节点（集），并指定需耦合的自由度。若需模拟刚性连接，则耦合节点具有所有的自由度；若需模拟运动关系，如铰接，则不耦合相应自由度。

注意：① 主节点必须是实际存在的单元节点。如果主节点没有依附单元节点，则可在主节点建立质量单元，并赋予极小的质量。
② 刚性区域使用的约束方程基于小变形理论，应谨慎用于大变形分析。
③ 由于形成刚性区域，可能引起局部应力集中，应小心使用。

9.8 柔性连接 RBE3

柔性连接常用于各种连接定义，如螺栓连接、焊接和轴承等。ANSYS 提供的 RBE3 命令通过自动建立约束方程的方式，将作用于主节点的力/力矩传递给从节点，不建立刚性区域，属于柔性连接。

定义柔性连接时，需指定一个主节点和从节点集，并指定约束方程中将使用的自由度和权重，以传递相应的力/力矩。

注意：① 为正确表达转动效果，从节点至少应形成一个四边形的 4 个顶点。
② 一般地，权重系数保持为默认值 1 即可满足工程需要。

③ 主节点必须是实际存在的单元节点。如果主节点没有依附单元节点，则可在主节点建立质量单元，并赋予极小的质量。

④ 柔性连接使用的约束方程基于小变形理论，应谨慎用于大变形分析。

9.9　本章小结

1）质量单元 MASS21 用于模拟集中质量，并可包含转动惯量。当 MASS21 用作辅助单元，而不需考虑其质量和转动惯量时，可定义一项实常数为极小值，如 MASSX=1E−9。

2）线性弹簧单元 COMBIN14 可模拟轴向弹簧（K3=0）和扭转弹簧（K3=1），弹簧刚度使用实常数 K 定义。

3）非线性弹簧单元 COMBIN39 可模拟轴向弹簧（K4=1）和扭转弹簧（K4=2），弹簧刚度使用实常数 D1, F1, D2, F2, D3, F3, D4, F4, ..., D20, F20 定义。

4）预紧力单元 PRETS179 用于模拟螺栓等结构的预紧力。预紧力方向是常数，发生大变形的情况不会自动更新。预紧力方向可以在载荷步间由截面数据改变，对大挠度问题，可以追踪挠度并且变换预紧力方向。

5）刚性杆/梁单元 MPC184−Link/Beam 用来模拟两个变形体之间的刚性约束，或者模拟传递力和力矩的刚性部件。K1=0 为默认值，表示 MPC184 刚性杆单元；K1=1 表示 MPC184 刚性梁单元。对于单元算法，拉格朗日乘子法（K2=1）应用范围更广，使用限制更少，推荐为首选设置。

6）铰链单元 MPC184−Revolute 可用于模拟铰链连接，并支持大变形分析。

7）目标单元 TARGE170 表示三维“目标”面，并与相关接触单元（如 CONTA173、CONTA174、CONTA175 等）联合使用。TARGE170 对于不同的应用具有不同的单元形式，常用的形式为低/高阶三角形、低/高阶四边形和点（PILOT）。

8）接触单元 CONTA173、CONTA174、CONTA175 覆盖于接触面，通过共享实常数号与 TARGE170 单元联合使用。CONTA173 单元具有低阶四边形或三角形的形式；CONTA174 单元具有高阶四边形或三角形的形式；CONTA175 是点单元。

9）刚性区域 CERIG 常用于各种连接定义。刚性区域使用的约束方程基于小变形理论，应谨慎用于大变形分析。由于形成刚性区域，可能引起局部应力集中，应小心使用。

10）柔性连接 RBE3 常用于各种连接定义。柔性连接使用的约束方程基于小变形理论，应谨慎用于大变形分析。

第 10 章　装配体有限元分析



本章主要介绍实体–板壳–梁单元的连接技术和装配体的连接技术。这些连接技术包括节点耦合、刚性区域 CERIG、柔性连接 RBE3、MPC 184 刚性梁单元和 MPC 算法等。

10.1　概述

工程结构大多是装配体，涉及各零件的连接关系，如螺栓连接、焊接、轴承连接和铰接等。如何准确模拟装配关系是有限元分析的关键和难点。

另一方面，复杂的工程结构通常包含梁结构、板壳结构以及实体结构。为节省计算资源并提高计算精度，需分别建立梁单元、板壳单元和实体单元，同时考虑各种单元之间的连接关系，这给有限元建模和分析带来了困难。

ANSYS 提供了多种装配体连接方法，如节点耦合、刚性连接、柔性连接和 MPC 算法等。实际建模时，可灵活选择各种方法。

10.2　实体-板壳-梁单元连接技术

在连接有不同自由度的单元时必须留心，因为在界面处可能会发生不协调的情况。如果单元彼此不协调，求解时会在两种单元之间传递不适当的力或位移。

为了保证协调，两个单元必须有相同的自由度。例如，它们必须有相同数目和类型的位移自由度及旋转自由度。此外，自由度必须是耦合的，即它们必须连续地穿过界面处单元的边界。

10.2.1　实体–实体连接

实体与实体的连接较简单，主要有两种方法：节点耦合和 MPC 算法。

1．节点耦合

节点耦合是指共享节点，这种连接方式最简单，且最有效。建立有限元模型时，应使用同一种实体单元（如 SOLID185 等）划分网格，但可分别定义各实体的材料属性。

2．MPC 算法

MPC 算法可用于连接非协调网格，如六面体与四面体交界面（见图 10–1）。ANSYS 使用目标单元 TARGE170 和接触单元 CONTA173 或

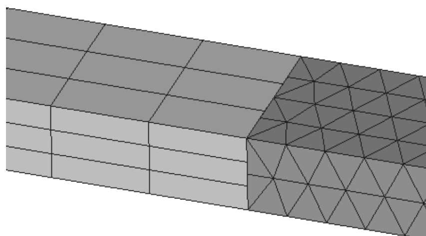


图 10–1　非协调网格–六面体与四面体交界面

CONTA174 定义 MPC 算法。第 19.3 节介绍了面−面接触建模的详细内容，对于 MPC 算法，仅仅是单元选项和实常数设置不同而已。

（1）单元选项

仅需设置接触单元 CONTA173/ CONTA174 的单元选项，推荐采用如下设置：

K2=2(Multipoint constraint (MPC))
K4=2 (On nodal point−normal to target surface)
K5=1 (Close gap with auto CNOF)
K9=1 (Exclude both initial geometrical penetration or gap and offset)
K12=5 (Bonded (always))

（2）实常数

一般地，保持所有默认值可满足工程需要。

10.2.2 实体−板壳连接

实体单元节点具有 3 个平动自由度，板壳单元节点具有 3 个平动自由度和 3 个转动自由度。为确保自由度协调，可根据实体与板壳连接的具体情况，选用不同的连接方法。本书提供了两种方法：节点耦合和 MPC 算法。

1．节点耦合

尽管实体单元节点缺少转动自由度，但在图 10−2 所示的实体−板壳结构中，只需耦合实体与板壳的连接节点，就可保证自由度协调。

2．MPC 算法

在图 10−3 所示的实体−板壳结构中，板壳形成平面，由于其节点具有转动自由度，即使采用了节点耦合，也可绕连接交线转动。在这种情况下，可采用 MPC 算法连接非协调网格。ANSYS 使用目标单元 TARGE170（覆盖于实体单元表面）和接触单元 CONTA175（位于板壳单元边界）定义 MPC 算法。第 19.4 节介绍了点−面接触建模的详细内容，对于 MPC 算法，仅仅是单元选项和实常数设置不同而已。

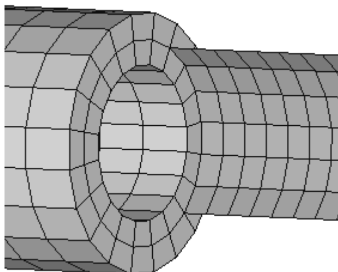


图 10−2　节点耦合连接实体与板壳单元

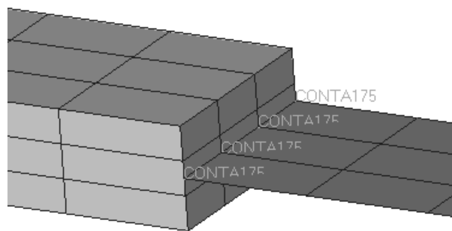


图 10−3　MPC 算法连接实体与板壳单元

注意：对于 MPC 算法，CONTA175 支持高阶下伏单元。

（1）单元选项

仅需设置接触单元 CONTA175 的单元选项，推荐采用如下设置：

K2=2 (Multipoint constraint (MPC))
K5=1 (Close gap with auto CNOF)
K9=1 (Exclude both initial geometrical penetration or gap and offset)
K11=1 (Include)
K12=5 (Bonded (always))

（2）实常数

一般地，保持所有默认值可满足工程需要。

10.2.3 实体-梁连接

实体单元节点具有 3 个平动自由度，梁单元节点具有 3 个平动自由度和 3 个转动自由度。为确保自由度协调，可根据实体与梁连接的具体情况，选用不同的连接方法，本书提供了两种方法：刚/柔性连接和 MPC 算法。

1．刚/柔性连接

刚/柔性连接是最简单的方法。例如，可用 MPC184 刚性梁单元连接梁的端点和实体节点，形成十字连接，如图 10-4 所示。当然，也可采用 CERIG 或 RBE3 进行连接，但它们均基于小变形理论，而 MPC184 刚性梁可用于大变形分析。

2．MPC 算法

相对于刚/柔性连接，MPC 算法较复杂，需定义一个目标单元 PILOT （位于梁的端点）和一组接触单元 CONTA173/CONTA174（覆盖于实体单元表面），并设置相应的单元选项和实常数，如图 10-5 所示。ANSYS 称这种 MPC 算法为 Surface-Based Constraints，第 20 章例 20-1 给出了定义此类 MPC 算法的过程。

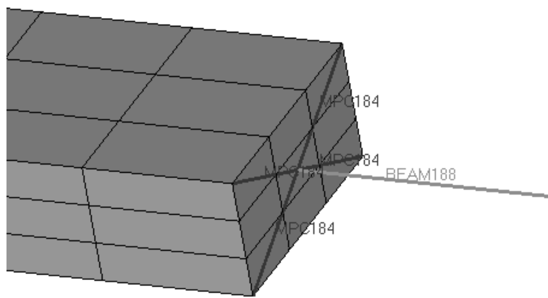


图 10-4 MPC184 刚性梁单元连接梁和实体

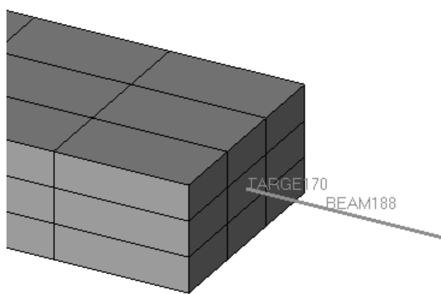


图 10-5 MPC 算法连接实体与梁单元

（1）单元选项

对于目标单元 TARGE170，推荐采用如下设置：

K2=1 (Specified by user)

K4=111111，表示选中 ROTZ、ROTY、ROTX、UZ、UY、UX 自由度。

对于接触单元 CONTA173/CONTA174，推荐采用如下设置：

K2=2 (Multipoint constraint (MPC))
K4=1 (force-distributed constraint)或 K4=2 (rigid surface constraint)

K5=1 (Close gap with auto CNOF)
K9=1 (Exclude both initial geometrical penetration or gap and offset)
K11=1 (Include)
K12=5 (Bonded (always))

（2）实常数

一般地，保持所有默认值可满足工程需要。

10.2.4 板壳−板壳连接

板壳与板壳的连接较简单，主要有两种方法：节点耦合和 MPC 算法。

1．节点耦合

对于如图 10−6 所示的板壳结构，节点耦合连接方式最简单，且最有效。建立有限元模型时，应使用同一种板壳单元（如 SHELL181 等）划分网格，但可分别定义各板壳的实常数和材料属性。

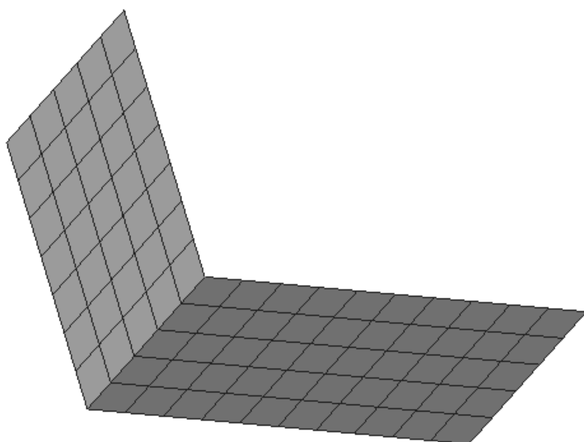


图 10−6　节点耦合连接板壳单元

2．MPC 算法

对于如图 10−7 所示的板壳结构，可使用 MPC 算法进行连接。与实体−实体连接类似，ANSYS 使用目标单元 TARGE170 和接触单元 CONTA173 或 CONTA174 定义 MPC 算法。

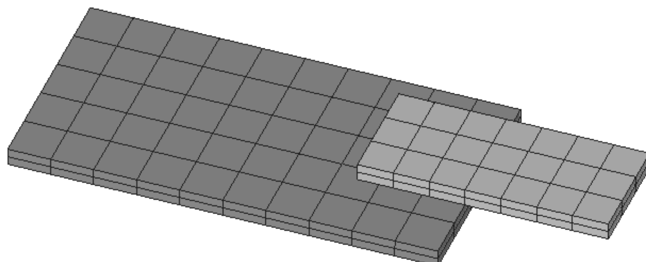


图 10−7　MPC 算法连接搭接的板壳（显示出厚度）

（1）单元选项

仅需设置接触单元 CONTA173/ CONTA174 的单元选项，推荐采用如下设置：

K2=2 (Multipoint constraint (MPC))
K4=2 (On nodal point−normal to target surface)
K5=1 (Close gap with auto CNOF)
K9=1 (Exclude both initial geometrical penetration or gap and offset)
K11=1 (Include)
K12=5 (Bonded (always))

（2）实常数

一般地，保持所有默认值可满足工程需要。

10.2.5 板壳−梁连接

与实体−梁连接类似，板壳−梁连接也有两种方法：刚/柔性连接和 MPC 算法。

1．刚/柔性连接

尽管每个三维板壳单元和梁单元都有 6 个自由度，但是，板壳单元的 ROTZ（见图 7−1，单元坐标系）自由度是与平面内的旋转刚度相联系的，这是一个虚构的刚度，即它不是数学计算的真实刚度。因此，板壳单元的 ROTZ 自由度不是真实的自由度。若三维梁单元仅有一个节点与三维板壳单元相连，将导致梁单元的旋转自由度（节点坐标系）与板壳单元的 ROTZ 自由度（单元坐标系）不协调。在这种情况下，可采用 MPC184 刚性单元将梁的端点和板壳节点连成十字，如图 10−8 所示。当然，也可采用 CERIG 或 RBE3 进行连接，但它们均基于小变形理论。

2．MPC 算法

相对于刚/柔性连接，MPC 算法较复杂，需定义一个目标单元 PILOT （位于梁的端点）和一组接触单元 CONTA175（位于板壳单元节点），并设置相应的单元选项和实常数，如图 10−9 所示。ANSYS 称这种 MPC 算法为 Surface−Based Constraints。第 20 章例 20−1 给出了定义此类 MPC 算法的过程。需要注意的是，接触定义应选择 Point to surface。

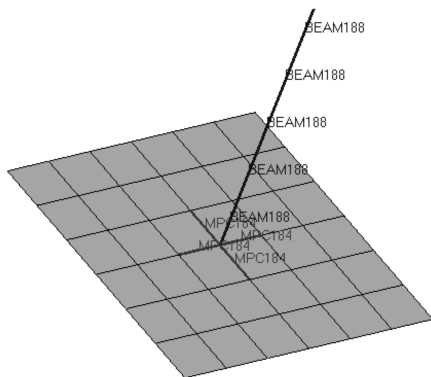


图 10−8 MPC184 刚性梁单元连接板壳与梁单元

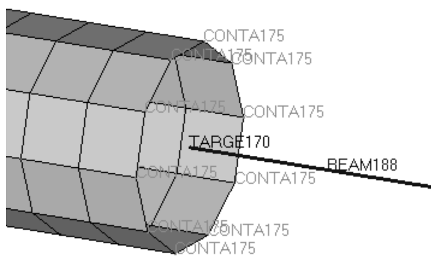


图 10−9 MPC 算法连接板壳与梁单元

注意：① 对于 MPC 算法，CONTA175 支持高阶下伏单元。

② 目标单元和接触单元都是点单元，无需定义单元法向。

（1）单元选项

对于目标单元 TARGE170，推荐采用如下设置：

K2=1 (Specified by user)

K4=111111，表示选中 ROTZ、ROTY、ROTX、UZ、UY、UX 自由度。

对于接触单元 CONTA175，推荐采用如下设置：

K2=2 (Multipoint constraint (MPC))
K4=0 (rigid surface constraint)或 K4=1 (force−distributed constraint)
K5=1 (Close gap with auto CNOF)
K9=1 (Exclude both initial geometrical penetration or gap and offset)
K11=1 (Include)
K12=5 (Bonded (always))

（2）实常数

一般地，保持所有默认值可满足工程需要。

10.3 螺栓连接

螺栓连接结构简单、装拆方便，使用时不受被连接件材料的限制，因此应用极广。在进行螺栓连接结构的数值分析时，通常有两种建模方法：一是建立螺栓连接的简化模型，二是建立螺栓连接的详细模型。前者节省计算资源，提高计算效率，适合结构整体分析，后者模型较复杂，需更多的计算资源，适合分析局部细节。

10.3.1 刚/柔性连接

刚/柔性连接属于简化模型，适用于分析结构整体。图 10−10 为螺栓连接简化模型。刚性连接为 CERIG 或 MPC184 刚性梁单元，柔性连接为 RBE3。

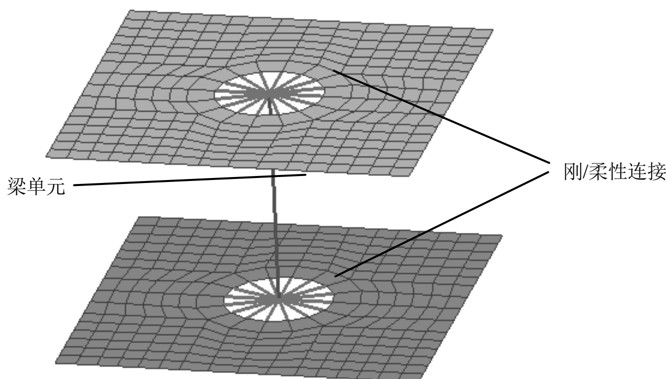


图 10−10 螺栓连接简化模型

10.3.2 实体建模

实体建模考虑螺栓连接的具体结构和接触条件，同时可包含预紧力。这种详细模型可表达出螺栓连接的真实情况，适用于精确分析局部细节。第 19 章例 19−4 为螺栓连接实体建模的实例。



10.4 焊接

焊接具有强度高、工艺简单、操作方便等优点，广泛应用于金属构件、壳体、桁架等制造业中，如汽车工业和桥梁建筑等。

真实的焊接模拟较困难，常用的焊接简化模型为节点耦合和焊点。

10.4.1 节点耦合

节点耦合最简单，且最有效，这种简化模型适用于分析结构整体。建立有限元模型时，应使用同一种单元（如 SHELL181 等）划分网格，但可分别定义各实体的材料属性。

10.4.2 焊点

图 10−11 所示为焊点简化模型。两薄板之间填充了低阶六面体单元，用于模拟焊接材料。六面体单元的每个节点与薄板单元节点之间通过 RBE3 进行柔性连接，以传递力/力矩。与节点耦合相比，由于模拟了焊接材料，焊点更接近物理事实。

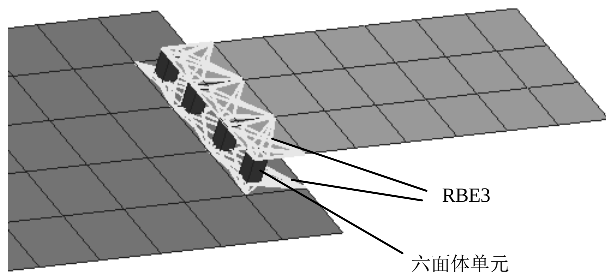


图 10−11 焊点简化模型

注意：HyperMesh 的 ANSYS 模板只支持较简单的焊点连接，不支持图 10−11 所示的焊点连接。定义焊点时，可先将求解器模板切换为 ABAQUS 或 NASTRAN，再由 1D > connectors > spot 进入 spot 面板（见图 10−12），定义完焊点之后，再将求解器切换为 ANSYS。

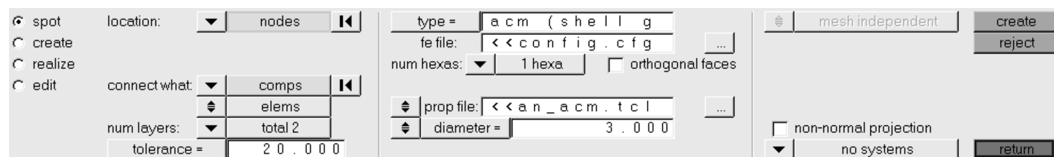


图 10−12 spot 面板

10.5　轴承连接

滚动轴承是现代机器中广泛应用的部件之一，它是依靠主要元件间的滚动接触来支撑转动零件的。

真实的轴承模型较复杂，在实际应用中，通常建立简化的轴承模型，即刚性连接、柔性连接和 MPC 算法。

10.5.1　刚性连接

图 10−13 所示为轴承连接简化模型−CERIG。一组 CERIG 连接孔的中心（MASS21 单元）与孔内节点，耦合所有自由度；另一个 CERIG 连接 MASS21 与梁单元的端点（主、从节点的选择并不重要），且放开 ROTZ 自由度（见图 10−14，不勾选 dof6）。

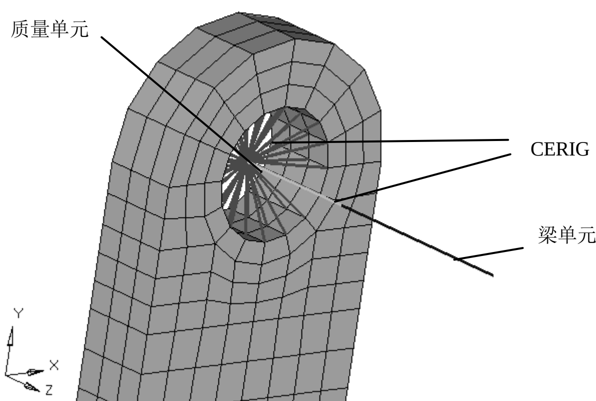


图 10−13　轴承连接简化模型−CERIG

注意： 刚性连接（CERIG）基于小变形理论，用于大变形分析时应谨慎。由于形成刚性区域可能引起局部应力集中，应小心使用。

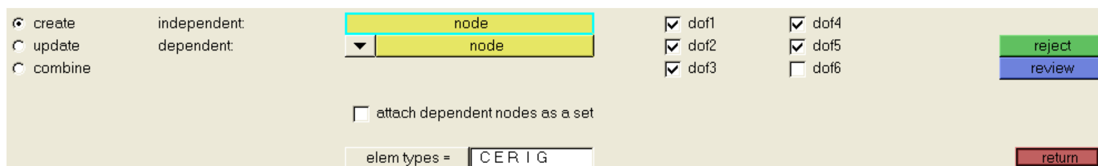


图 10−14　刚性连接−放开 ROTZ 自由度

10.5.2　柔性连接

柔性连接（RBE3）较简单，只需一组 RBE3，如图 10−15 所示。对于轴承连接，需要注意的是必须放开主节点（梁单元的端点）一个转动自由度。例如，对于图 10−15 所示的轴承连接，需放开 ROTZ 自由度（见图 10−16，不勾选 rotz）。

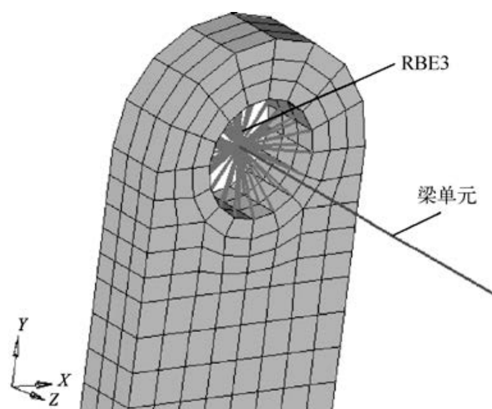


图 10-15　轴承连接简化模型-RBE3

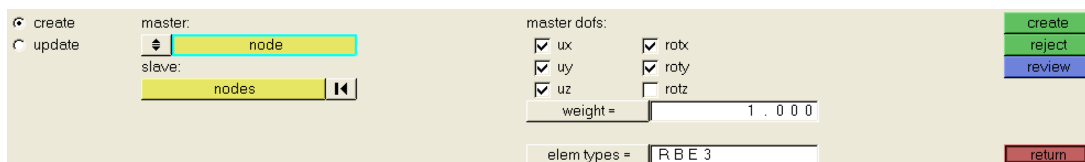


图 10-16　刚性连接-放开 ROTZ 自由度

注意：柔性连接（RBE3）基于小变形理论，用于大变形分析时应谨慎。

10.5.3 MPC 算法

相对于刚性连接和柔性连接，MPC 算法较复杂。需定义一个目标单元 PILOT （位于梁的端点）和一组接触单元 CONTA173/CONTA174（覆盖于实体单元表面），并设置相应的单元选项和实常数，如图 10-17 所示。

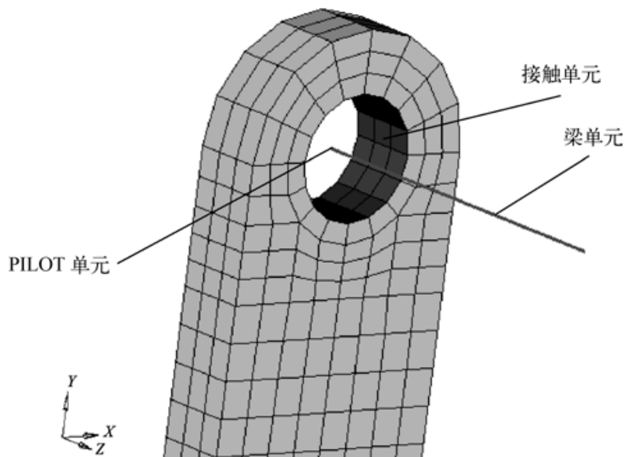


图 10-17　轴承连接简化模型-MPC 算法

（1）单元选项

对于目标单元 TARGE170，推荐采用如下设置：

K2=1 (Specified by user)

对于 force−distributed constraint MPC 算法，K4 用于控制 PILOT 点的自由度。对于图 10−17 所示的轴承连接，应设置 K4=011111，表示放开 ROTZ 自由度，选中 ROTY、ROTX、UZ、UY、UX 自由度，如图 10−18 所示。

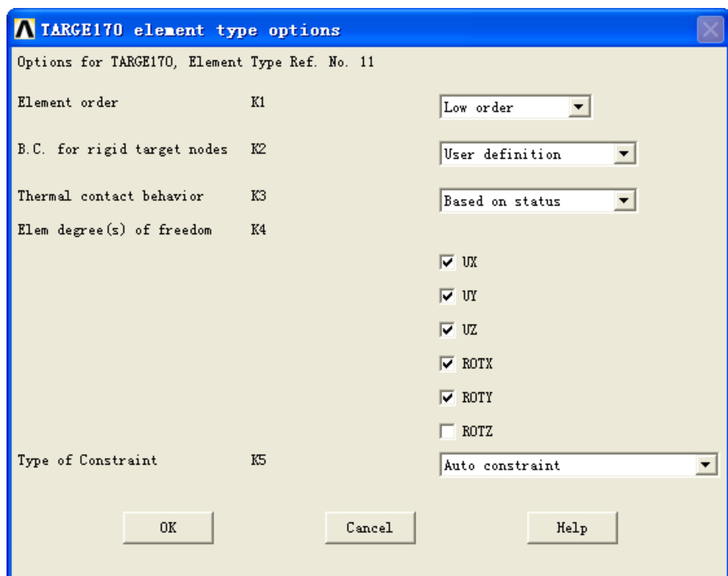


图 10−18　设置 TARGE170 单元选项

对于接触单元 CONTA173/CONTA174，推荐采用如下设置：

K2=2 (Multipoint constraint (MPC))
K4=1 (force−distributed constraint)
K5=1 (Close gap with auto CNOF)
K9=1 (Exclude both initial geometrical penetration or gap and offset)
K11=1 (Include)
K12=5 (Bonded (always))

（2）实常数

一般地，保持所有默认值可满足工程需要。

注意：对于图 10−17 所示的轴承连接，MPC 算法应使用 force−distributed constraint，不能使用 rigid surface constraint。

10.5.4 轴承连接算法对比

第 10.5.1~10.5.3 小节的轴承连接模型可模拟轴承转动，适用于装配体分析。实际上，在分析结构承受轴承力的静态响应时（不考虑轴承的转动），也可采用表 10−1 中的轴承力加载方法。

表 10-1 轴承连接算法的对比

项　　目	刚性接触	CERIG	RBE3	MPC 算法（force-distributed constraint）
最大位移/mm	0.035	0.030	0.049	0.048
最大 von Mises 应力/MPa	98.3	50.0	86.0	84.1

通常认为轴承本身刚度较大，因此，刚性接触算法最接近实际情况（见图 10-19）。将其余算法与刚性接触算法对比，可知：

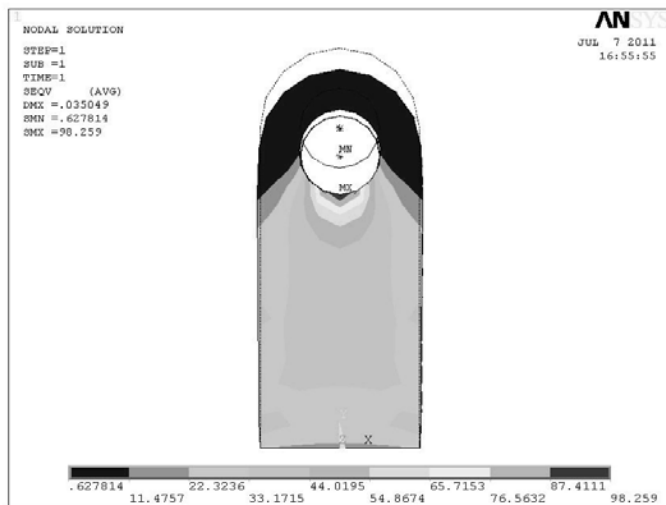


图 10-19 结构应力云图-刚性接触施加轴承力

1）RBE3 算法与 MPC 算法（force-distributed constraint）非常接近，但它们都是柔性连接，使轴承加载面变形较大，如图 10-20 和图 10.21 所示。

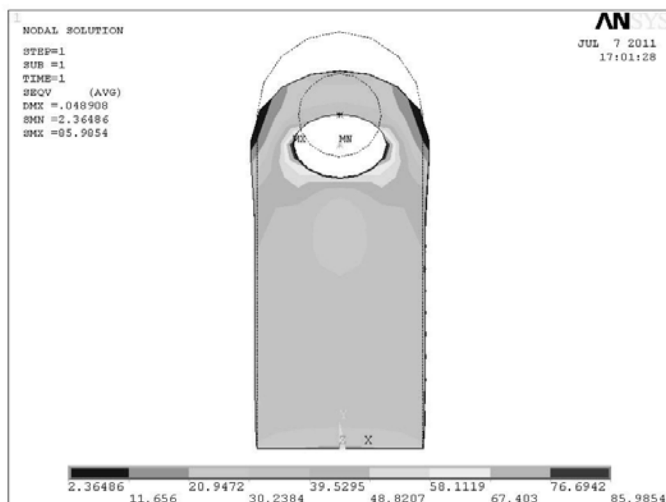


图 10-20 结构应力云图-RBE3 施加轴承力



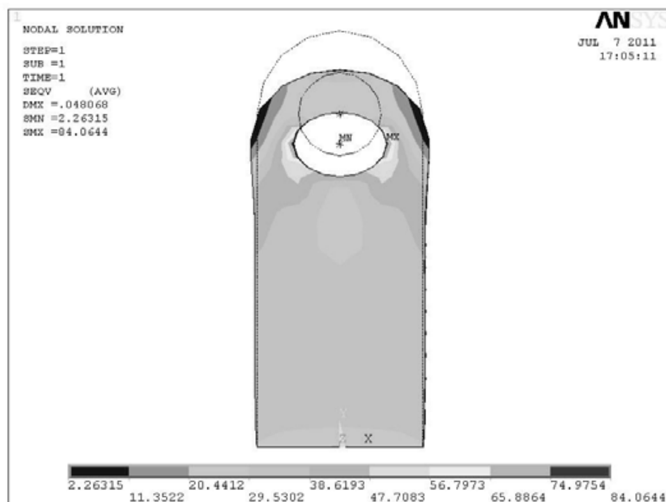


图 10−21　结构应力云图−MPC 算法施加轴承力

2）CERIG 算法控制轴承加载面为刚性面，使轴承加载面变形偏小，如图 10−22 所示。

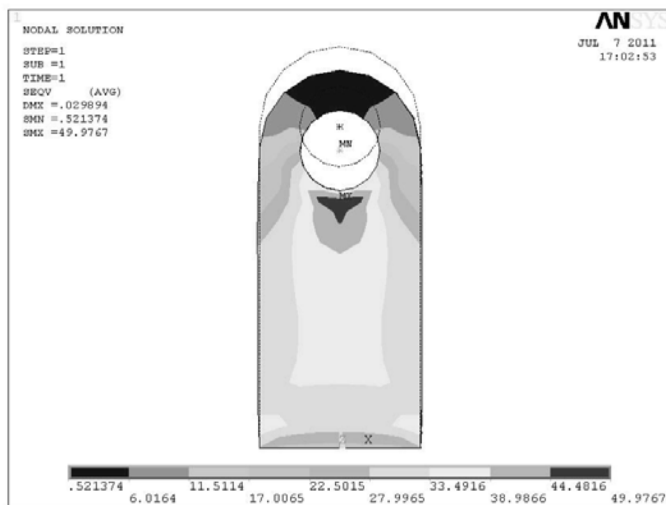


图 10−22　结构应力云图−CERIG 施加轴承力

3）每种轴承连接模型均是简化模型，应根据实际情况合理选择轴承连接模型。

说明：为便于比较计算结果，所有算法均采用图 10−13 所示的有限元网格。

10.6　铰接

铰链连接广泛应用于汽车、机器人、生物工程和其他行业。ANSYS 提供的铰链单元（MPC184−Revolute）可用于模拟铰链连接。除此之外，刚性连接、柔性连接和 MPC 算法也可用于铰链连接。

10.6.1 铰链单元

铰链单元的描述详见第 9.5.2 节，铰链单元的具体应用详见例 20−1。



10.6.2 刚性连接

铰链连接与轴承连接相似，详见第 10.5.1 节。

10.6.3 柔性连接

铰链连接与轴承连接相似，均是放开一个转动自由度，详见第 10.5.2 节。

10.6.4 MPC 算法

铰链连接与轴承连接相似，均是放开一个转动自由度，详见第 10.5.3 节。例 20−1 为基于 MPC 算法的铰链连接实例。

10.7 本章小结

1）装配体的连接关系、实体−板壳−梁单元的连接技术是有限元分析的关键和难点。事实上，装配体的连接关系不限于本章提到的类型，连接方式也灵活多变。实际建模时，可灵活选择各种方法。

2）节点耦合是最简单，且最有效的方法，可用于实体−实体连接、实体−板壳连接、板壳−板壳连接和焊接。

3）刚性区域 CERIG 可用于实体−梁连接、板壳−梁连接、螺栓连接，通过释放自由度，还可模拟轴承连接和铰链连接。需要注意的是，CERIG 使用的约束方程基于小变形理论，应谨慎用于大变形分析。由于形成刚性区域，可能引起局部应力集中，应小心使用。

4）柔性连接 RBE3 可用于实体−梁连接、板壳−梁连接、螺栓连接，通过释放自由度，还可模拟轴承连接和铰链连接。需要注意的是，RBE3 使用的约束方程基于小变形理论，应谨慎用于大变形分析。

5）MPC 184 刚性梁单元可用于实体−梁连接、板壳−梁连接和螺栓连接。与 CERIG 不同的是，MPC 184 刚性梁单元可用于大变形分析。

6）MPC 算法有多种应用，均支持大变形分析，可用于实体−实体连接、实体−板壳连接和板壳−板壳连接。此外，ANSYS 还提供了 Surface−Based Constrains 的 MPC 算法，又可分为两种，即 rigid surface constraint（类似于 CERIG）和 force−distributed constraint（类似于 RBE3），它们均可用于实体−梁连接和板壳−梁连接。通过释放自由度，后者还可模拟轴承连接和铰链连接。

第 11 章　静 力 分 析

本章主要介绍静力分析的基本原理和分析步骤，并给出利用 HyperMesh 进行静力分析前处理的实例。

11.1　概述

静力分析用来计算结构在稳态载荷作用下引起的位移、应力、应变和力。静力分析不考虑惯性和阻尼效应的影响。但是，静力分析能够分析稳定的惯性力（如重力和旋转件所受的离心力等）和能够被等效为静态载荷的随时间变化的载荷（如等效静力风载和地震载荷等）作用下结构响应的问题。

静力分析可分为线性静力分析和非线性静力分析。非线性静力分析可包含所有类型的非线性，如大变形、塑性、蠕变、应力刚化、接触（间隙）单元和超弹性单元等。本章主要介绍线性结构静力分析。

11.2　静力分析的求解方法

线性结构的静力分析平衡方程为

$$[K]\{U\}=\{F\} \quad (11-1)$$

式中，$[K]$为系统刚度矩阵；$\{U\}$为系统节点位移向量；$\{F\}$为系统节点力向量。

通过求解方程式（11−1），可得到系统各节点位移，再由几何方程和本构方程进一步得到各单元内部的应变以及应力。

对于静力分析，ANSYS 提供了多种方程求解器：

1）程序选择求解器（ANSYS 根据问题的领域自动选择一个求解器，为默认项）。

2）稀疏矩阵求解器（对线性和非线性、静力和完全瞬态分析，为默认项）。

3）PCG 求解器（推荐用于大模型和巨形结构求解）。

4）AMG 求解器（其应用与 PCG 求解器相同，但提供并行算法；用于多处理器环境时，转向更快）。

5）迭代求解器（只适用于线性静力/完全瞬态结构分析或稳态温度场分析）。

通常，可让 ANSYS 自动选择求解器，即采用默认设置程序选择求解器。

11.3 静力分析的基本步骤



11.3.1 建立有限元网格模型

根据实际问题的特点，对所分析的问题进行初步计划；建立反映真实物理情况的 CAD 模型或简化的 CAD 模型，并对其划分有限元网格；定义单元类型、单元选项、实常数、截面特性和材料特性。

在进行静力分析时，要注意如下内容：

1）可以采用线性或非线性结构单元。

2）材料特性可以是线性或非线性、各向同性或正交各向异性、常数或与温度相关的数。

3）必须按某种形式定义刚度，如杨氏模量 EX。

4）对于惯性载荷（如重力等），必须定义质量计算所需的数据，如密度 DENS 等。

5）对于温度载荷，必须定义热膨胀系数 ALPX。

6）对于网格密度，要注意：

① 应力或应变急剧变化的区域（通常是用户感兴趣的区域）需要比应力或应变近乎常数的区域的网格更密。

② 考虑非线性的影响时，要用足够的网格来得到非线性效应，如塑性分析需要相当的积分点密度，因而在高塑性变形梯度区需要较密的网格。

11.3.2 施加边界条件及载荷

在结构分析中，静力分析所施加的载荷一般包括：

1）外部施加的作用力/力矩和压力。

2）稳态的惯性力（如重力和旋转件所受的离心力等）。

3）强迫位移。

11.3.3 设置求解控制选项

求解控制包括定义分析类型、设置基本分析选项和指定载荷步选项等。进行结构静力分析时，可以通过求解控制对话框来设置这些选项，如图 11-1 所示。对于大多数结构静力分析，该对话框已设置好合适的默认值，用户无需任何更改。

11.3.4 求解

在执行求解命令之前，可将当前模型进行备份，以便以后可恢复模型。

执行求解命令：

```
/SOLU
SOLVE
```

或者采用 GUI 方式提交求解：

Main Menu > Solution > Solve > Current LS / From LS Files（后者用于求解多载荷步）

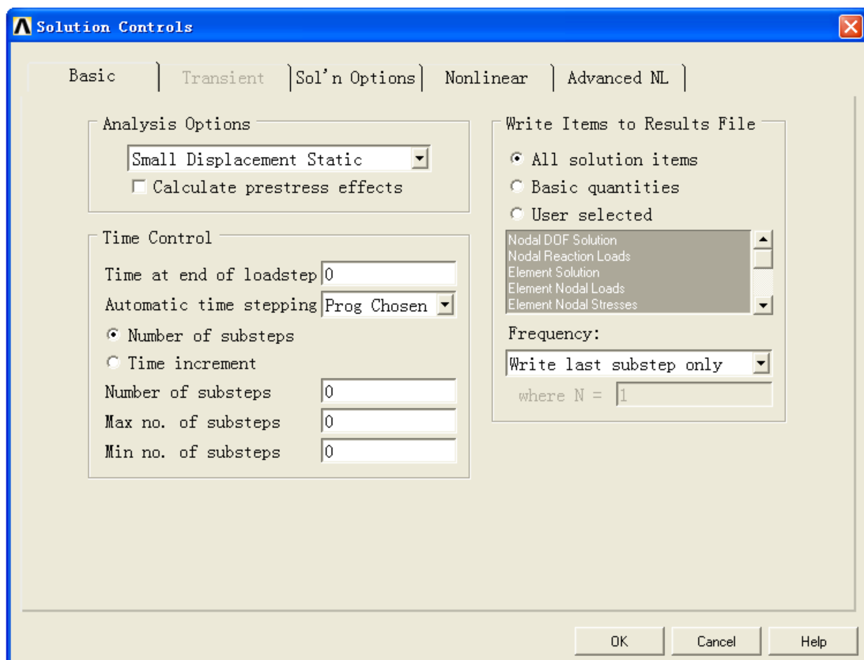


图 11-1　Solution Controls 对话框

11.3.5 查看结果

静力分析的结果保存于结构分析结果文件（Jobname.rst）中，包括以下内容：

（1）基本解

节点位移 UX、UY、UZ、ROTX、ROTY、ROTZ。

（2）导出解

1）节点和单元应力。

2）节点和单元应变。

3）单元力。

4）节点反力。

5）其余解。

可以用普通后处理器 POST1 和时间历程后处理器 POST26 进行后处理，查看结果。POST1 用于对整个模型在某一子步（时间点）的结果进行检查；POST26 用于在非线性静力分析中跟踪整个载荷作用历程上的特定结果。

11.4　静力分析实例

【例 11-1】 内六角扳手的静力分析。

11.4.1 问题描述

实体模型为内六角扳手，在手柄端部施加 20N 和 100N 的力，扳手底部固定约束，求

解扳手位移和应力分布。扳手材料为钢（杨氏模量为210GPa，泊松比为0.3），几何参数如图11−2所示。

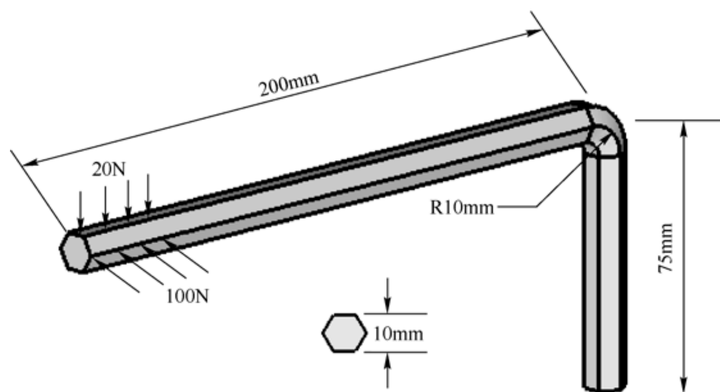


图11−2　内六角扳手

说明：

① 基于前10章的内容，本章及后续章节均采用HyperMesh11.0建立有限元网格模型，ANSYS 13.0用作求解控制器和求解计算，但不再罗列HpyerMesh及ANSYS操作的所有过程，只介绍关键的建模和计算步骤。

② 未经特别说明，本章及后续章节采用的单位制为mm（长度）、N（力）、MPa（应力）、ton（质量）、s（时间）。

11.4.2 网格划分

首先将扳手底部划分为四边形网格，再将扳手划分为六面体网格，注意将六面体网格放置于单独的组件集，如图11−3和图11−4所示。

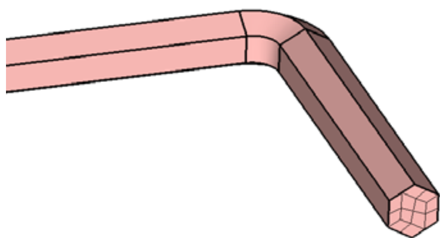


图11−3　划分扳手底部四边形网格

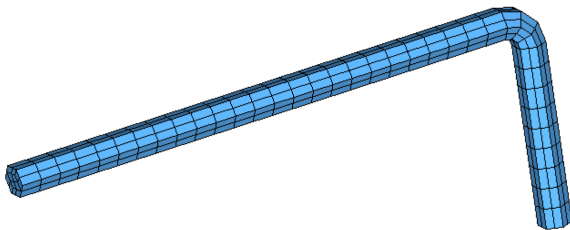


图11−4　划分扳手六面体网格

11.4.3 单元定义

选用SOLID185单元，并设置K2=2，采用增强应变公式算法可提高计算精度。

11.4.4 材料定义

设置扳手材料为钢，杨氏模量EX为2.1E5MPa，泊松比NUXY为0.3。

11.4.5 边界条件定义

扳手底部固定约束，约束扳手底部所有节点的 3 个平动自由度，并将约束载荷放置于载荷集 constraints 中。

注意：实体单元节点只有 3 个平动自由度，只需勾选 dof1、dof2 和 dof3，如图 11−5 所示。



图 11−5　添加自由度约束

11.4.6 载荷定义

在手柄端部节点共施加 20N 的力（顶部），将载荷放置于 force1 载荷集中；在手柄端部节点共施加 100N 的力（侧边），将载荷放置于 force2 载荷集中，如图 11−6 所示。

注意：施加力载荷时，应确保所施加的合力为所需值。例如，手柄端部侧边的 4 个节点各施加 25N，合力就为 100N。

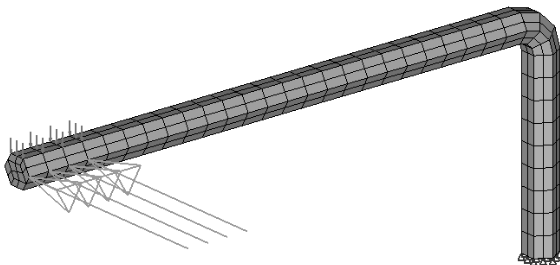


图 11−6　边界条件及载荷

11.4.7 创建载荷步

静力分析较简单，可利用 HyperMesh 直接创建载荷步并设置求解控制选项。

利用 load steps 面板创建载荷步 step1，包含 constraints 和 force1 载荷集，模拟向下按压扳手端部。

利用 load steps 面板创建载荷步 step2，包含 constraints、force1 和 force2 载荷集，模拟向下按压扳手端部的同时也向侧边推动扳手。

11.4.8 求解控制

利用 control cards 面板设置控制卡片，激活/SOLU、LSSOLVE 和 SOLU 卡片，如图 11−7 所示。对于 LSSOLVE 卡片，需设置最小的载荷步 LSMIN 为 1，最大的载荷步 LSMAX 为 2，载荷步增量 LSINC 为 1。

ANTYPE	DOF	MODE	PRESOL	CMDOMEGA	PRED	ERESX	delete
AUTOTS	EQSLV	MODOPT	RSYS	CMOMEGA	KUSE	SLOAD	disable
/BATCH	ETABLE	NEQIT	/SOLU	DCGOMG	ALPHAD	SOLVE	enable
BFUNIF	EXPASS	NLGEOM	SOLU	DOMEGA	BETAD	/TITLE	
/COM	KBC	NSUBST	ACEL	IRLF	DMPRAT	/STITLE	next
CNVTOL	LNSRCH	OUTRES	CGLOC	OMEGA	CRPLIM	TIME	
DELTIM	LSSOLVE	/POST1	CGOMGA	TIMINT	NCNV	TOTAL	return

图 11-7　设置求解控制卡片

11.4.9 求解并查看结果

将模型导出为.cdb 文件，并输入到 ANSYS，ANSYS 将自动求解所有载荷步。图 11-8~图 11-11 为各载荷步的位移云图和应力云图。

由图 11-8 和图 11-9 可知，向下按压扳手端部时，端部变形最大，约为 0.81mm，最大 von Mises 应力发生在扳手折弯处，约为 38.9MPa。

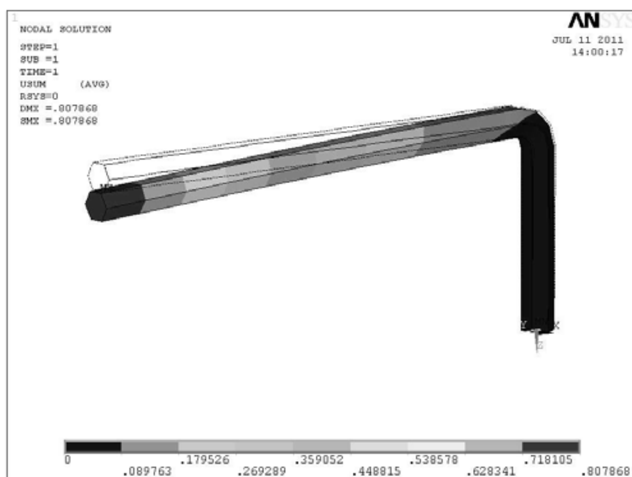


图 11-8　第一载荷步的位移云图

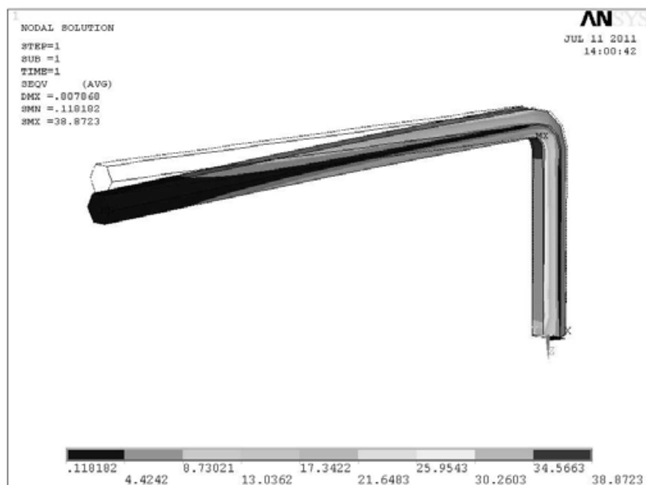


图 11-9　第一载荷步的 von Mises 应力云图



由图 11−10 和图 11−11 可知，在两种载荷作用下，扳手端部变形最大，约为 4.91mm，最大 von Mises 应力发生在扳手折弯处，约为 227.7MPa。

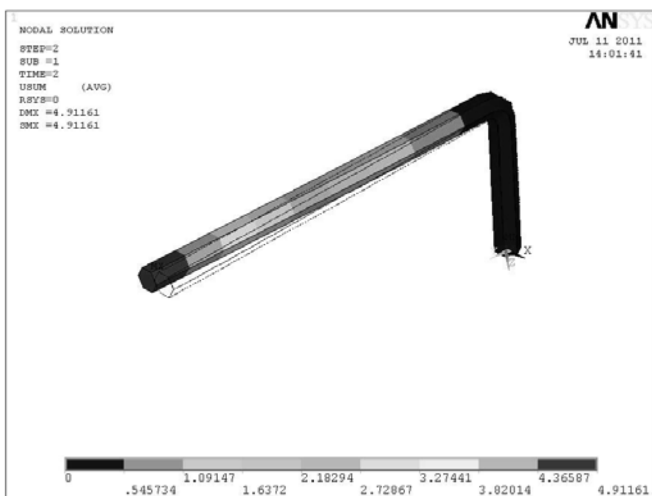


图 11−10　第二载荷步的位移云图

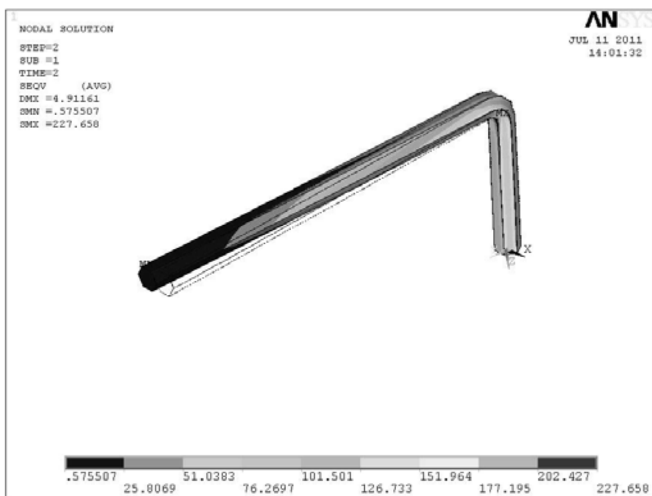


图 11−11　第二载荷步的 von Mises 应力云图

11.5　本章小结

1）静力分析是最简单、最基本的分析类型。对于静力分析，可以利用 HyperMesh 建立有限元模型，并设置好所有求解控制选项，ANSYS 仅仅用做求解器。

2）除节点位移之外，其余量（如应变和应力等）均是导出量。因此，对于结构分析，位移解更精确。

第 12 章 模 态 分 析



本章主要介绍模态分析的基本原理和分析步骤，并给出了利用 HyperMesh 进行模态分析和有预应力的模态分析前处理的实例。

12.1 概述

模态分析用于确定结构的固有频率和振型。固有频率和振型是承受动态载荷结构设计中的重要参数。模态分析也是进行响应谱分析或模态叠加法谐响应分析或瞬态动力学分析必需的前期分析过程。

ANSYS 可以对有预应力的结构进行模态分析，如旋转的涡轮叶片等。ANSYS 还支持循环对称结构的模态分析，这允许建立一部分循环对称结构的模型来完成对整个结构的模态分析。

模态分析是一个线性分析技术。任何非线性特性，如塑性和接触（间隙）单元，即使定义了，也将被忽略。

12.2 模态分析的求解方法

理论分析与实践均表明，阻尼对结构的固有频率和振型影响不大，所以在求解结构的固有频率和振型时，可以不计阻尼的影响[9]。固有频率和振型是系统的固有属性，与外载荷无关。结构的无阻尼自由振动方程为

$$[M]\{\ddot{U}\}+[K]\{U\}=\{0\} \tag{12-1}$$

式中，$[M]$为结构质量矩阵；$[K]$为结构刚度矩阵；$\{\ddot{U}\}$为节点加速度矢量；$\{U\}$为节点位移矢量。

对于线性系统，自由振动为简谐形式：

$$\{U\}=\{\phi\}_i\cos\omega_i t \tag{12-2}$$

式中，$\{\phi\}_i$为第 i（i=1,2,⋯,n）阶固有频率对应的特征向量，即振型；ω_i为第 i 阶固有频率（单位为 rad/s）；t 为时间。

将式（12−2）代入式（12−1），有

$$\left([K]-\omega_i^2[M]\right)\{\phi\}_i=\{0\} \tag{12-3}$$

式（12−3）有非零解（$\{\phi\}_i$不可能全部为零）的条件为小括号内的行列式必须为零，即

特征方程：

$$\left|[K]-\omega_i^2[M]\right|=0 \tag{12-4}$$

由式（12−4）可解得特征值 ω_i^2。将 ω_i^2 带入式（12−3），可求得与其对应的特征向量 $\{\phi\}_i$。

ANSYS 实际输出的模态频率是自然频率 f（单位为 Hz），且：

$$f=\frac{\omega}{2\pi} \tag{12-5}$$

ANSYS 默认将振型 $\{\phi\}_i$ 相对于质量矩阵归一化：

$$\{\phi\}_i^{\mathrm{T}}[M]\{\phi\}_i=1 \tag{12-6}$$

许多数值方法可用于求解式（12−3）。ANSYS 提供了 7 种方法，它们分别是分块 Lanczos 法、PCG Lanczos 法、超节点法、缩减法、非对称法、阻尼法和 QR 阻尼法。前 4 种方法使用最广泛，详细介绍如下：

（1）分块 Lanczos 法

分块 Lanczos 法（默认选项）适用于大型对称特征值问题，这种方法采用稀疏矩阵求解器。

（2）PCG Lanczos 法

PCG Lanczos 法适用于非常大的对称特征值问题（50 万自由度以上），在求解最低阶模态时尤其有用，这种方法采用 PCG 求解器。

（3）超节点法

超节点法适用于一次性求解高达 10000 阶的模态，可用于模态叠加法或 PSD 分析的模态提取，以求解结构的高频响应。

（4）缩减法

缩减法比分块 Lanczos 法快，因为它使用了缩减的系统矩阵来求解。然而，由于缩减质量矩阵是近似矩阵，缩减法的计算精度相对较低。

通常，可让 ANSYS 自动选择求解器，即采用默认设置：分块 Lanczos 法。

12.3 模态分析的基本步骤

12.3.1 建立有限元网格模型

根据实际问题的特点，对所分析的问题进行初步计划；忽略对结构刚度影响不大的细节特征，如圆角、倒角和小孔等，建立简化的 CAD 模型，并对其划分有限元网格；定义单元类型、单元选项、实常数、截面特性和材料特性。

在进行模态分析时，要注意如下内容：

1）在模态分析中只有线性行为是有效的，如果指定了非线性单元，它们将被当做是线性的。例如，如果分析中包含了接触单元，则系统取其初始状态的刚度值并且不再改变此刚度值。

2）材料特性可以是线性的，各向同性的或正交各向异性的，恒定的或与温度相关的。

3）在模态分析中必须指定杨氏模量 EX（或某种形式的刚度）和密度 DENS（或某种形式的质量）。



12.3.2 施加边界条件

模态分析中唯一有效的“载荷”是零位移约束（如果在某个自由度（DOF）处指定了非零位移约束，ANSYS 将以零位移约束替代在该自由度处的设置）。在未加约束的方向上，ANSYS 将计算刚体运动（零频）以及高阶（非零频）自由体模态。可以施加除位移约束之外的其他载荷，但它们将被忽略。

12.3.3 设置求解控制选项

进行模态分析时，首先应定义分析类型为模态分析（ANTYPE,MODAL），再通过模态分析求解控制对话框来设置求解选项，如图 12-1 所示。一般地，仅需指定模态提取阶数（如 12 阶等）和设置扩展模态选项，其余采用默认设置即可。

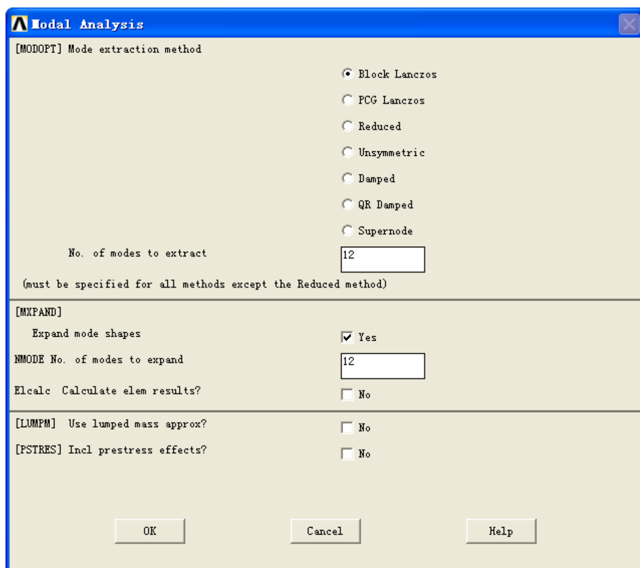


图 12-1 Modal Analysis 对话框

12.3.4 求解

在执行求解命令之前，可将当前模型进行备份，以便以后可恢复模型。

执行求解命令：

```
/SOLU
SOLVE
```

或者采用 GUI 方式提交求解：

Main Menu > Solution > Solve > Current LS

12.3.5 查看结果

模态分析的结果保存于结构分析结果文件（Jobname.rst）中，具体包括以下内容：

（1）固有频率

（2）模态振型

（3）相对应力和力分布（如果需要）

可以用普通后处理器 POST1 进行后处理，查看结果。

12.4 有预应力的模态分析

有预应力的模态分析用于计算有预应力结构的固有频率和振型，如旋转的涡轮叶片的模态分析等。除了首先要通过进行静力分析把预应力加到结构上之外，有预应力的模态分析过程和常规模态分析基本相同。

12.4.1 静力分析

在静力分析中，应开启预应力效应（PSTRES,ON），如图 12-2 所示。

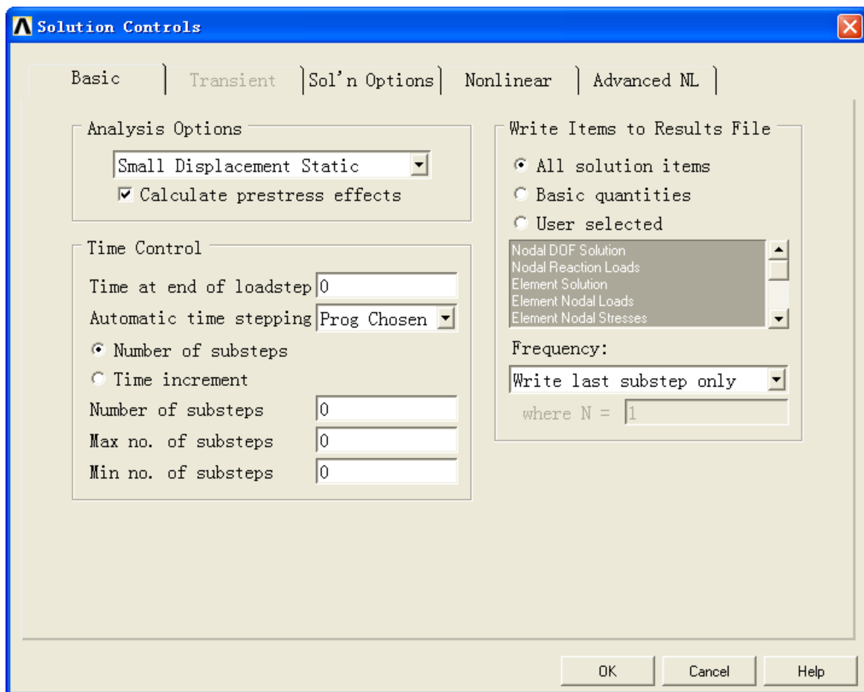


图 12-2　静力分析中开启预应力效应

12.4.2 模态分析

在 Modal Analysis 对话框中，应勾选 Incl prestress effects，如图 12-3 所示。

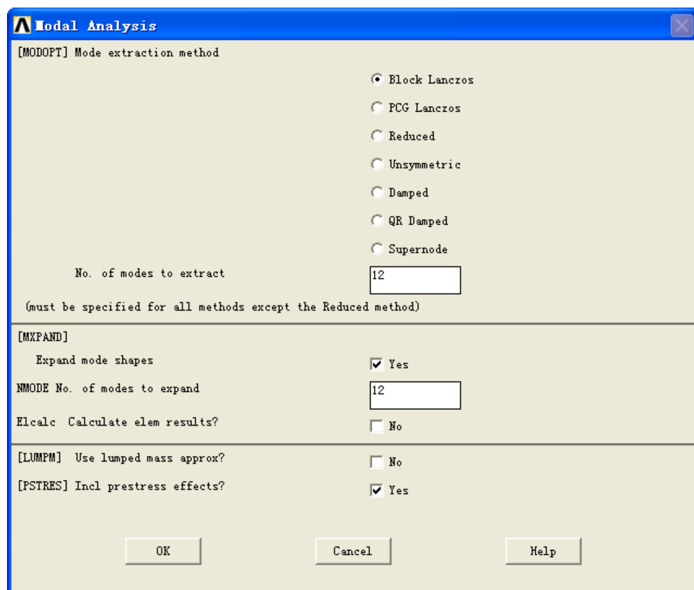


图 12–3 模态分析中开启预应力效应

12.5 模态分析实例

【例 12–1】 飞机机翼模态分析实例。

12.5.1 问题描述

本实例对一个飞机模型的机翼进行模态分析，以确定机翼的模态频率和振型。机翼沿长度方向轮廓一致，横截面由直线和样条曲线定义，几何参数如图 12–4 所示，坐标单位为 mm。机翼由低密度聚乙烯（杨氏模量为 260MPa，泊松比为 0.3，密度为 920kg/m^3）制成，一端固定在机体上，另一端为自由端。

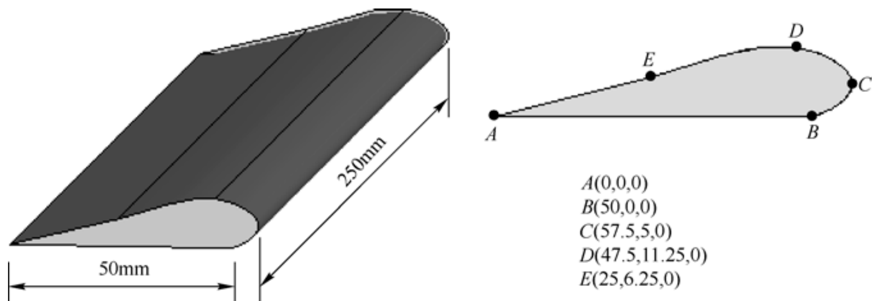


图 12–4 飞机模型的机翼简图

12.5.2 网格划分

首先将机翼端面划分为面网格（四边形为主），再将机翼划分为实体网格（六面体为

主），注意将实体网格放置于单独的组件集，如图 12-5 和图 12-6 所示。

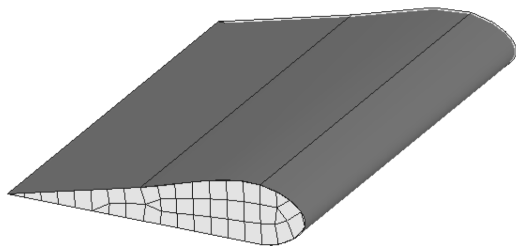


图 12-5 机翼端面的面网格

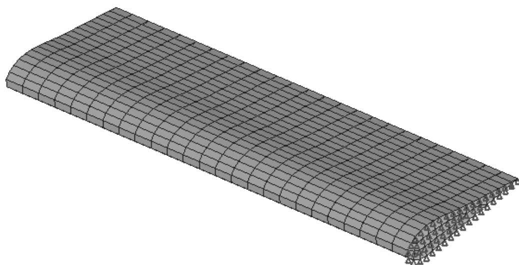


图 12-6 机翼的实体网格（含边界条件）

12.5.3 单元定义

选用 SOLID185 单元，并设置 K2=2，采用增强应变公式算法可提高计算精度。

12.5.4 材料定义

设置机翼材料为低密度聚乙烯，杨氏模量EX为 260MPa，泊松比NUXY为 0.3，密度DENS为 9.2E−10t/mm^3。

12.5.5 边界条件定义

机翼的一端固定在机体上，另一端为自由端。因此，约束机翼一端所有节点的 3 个平动自由度（见图 12-6），并将约束载荷放置于载荷集 constraints 中。

注意：实体单元节点只有 3 个平动自由度，只需勾选 dof1、dof2 和 dof3，如图 11-5 所示。

12.5.6 求解控制

HyperMesh 可利用 control cards 面板设置控制卡片，但本例采用 ANSYS 进行求解控制。

1）将模型导出为.cdb 文件，并输入到 ANSYS。

2）定义分析类型为模态分析，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > New Analysis，如图 12-7 所示。

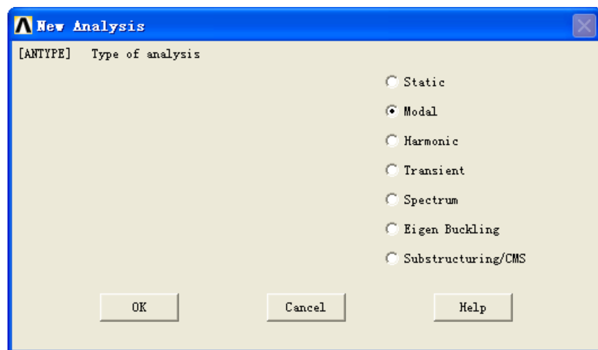


图 12-7 定义分析类型为 Modal

3）设置模态分析求解选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > Analysis Options，提取并扩展五阶模态，如图 12–8 所示。

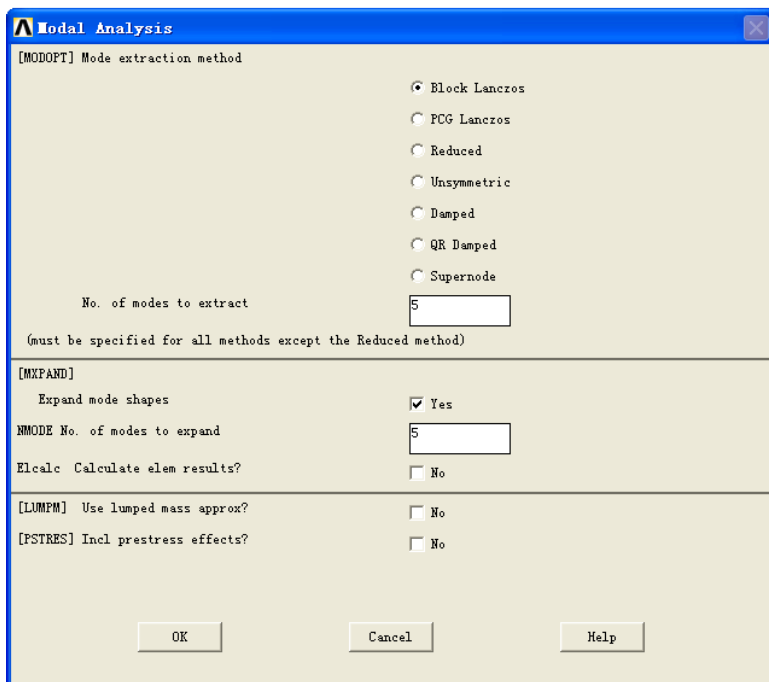


图 12–8 Modal Analysis 对话框

4）设置 Block Lanczos 方法求解选项。

单击图 12–8 中的 OK 按钮，弹出 Block Lanczos Method 对话框，保持默认设置，单击 OK 按钮，如图 12–9 所示。

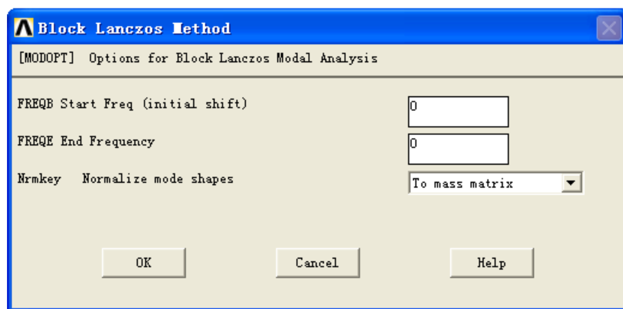


图 12–9 Block Lanczos Method 对话框

说明：一般地，无需设置求解频率范围，ANSYS 默认将振型相对于质量矩阵归一化。

12.5.7 求解并查看结果

执行求解命令：

/SOLU

SOLVE

或者采用 GUI 方式提交求解：

Main Menu > Solution > Solve > Current LS

表 12-1 为机翼前五阶模态频率，图 12-10~图 12-14 为各阶模态振型。

表 12-1　机翼前五阶模态频率

阶　　数	一阶	二阶	三阶	四阶	五阶
频率/Hz	12.598	60.498	77.943	125.31	214.37

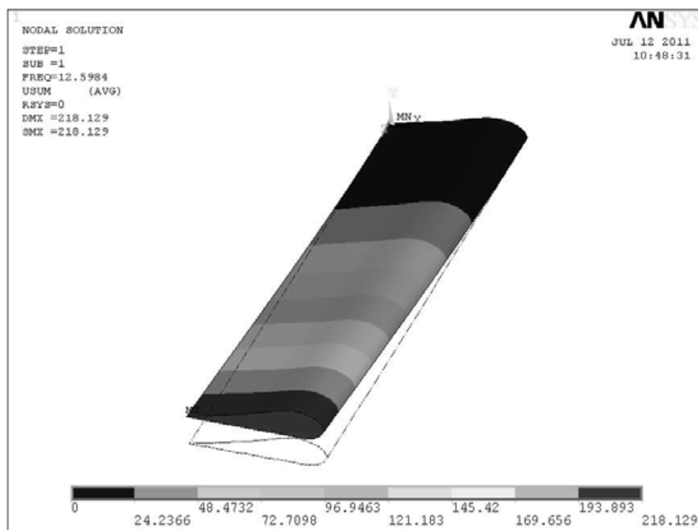


图 12-10　第一阶模态振型

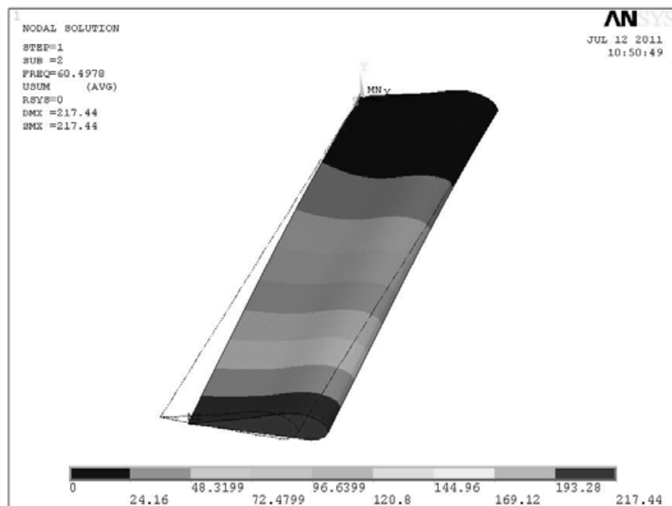


图 12-11　第二阶模态振型

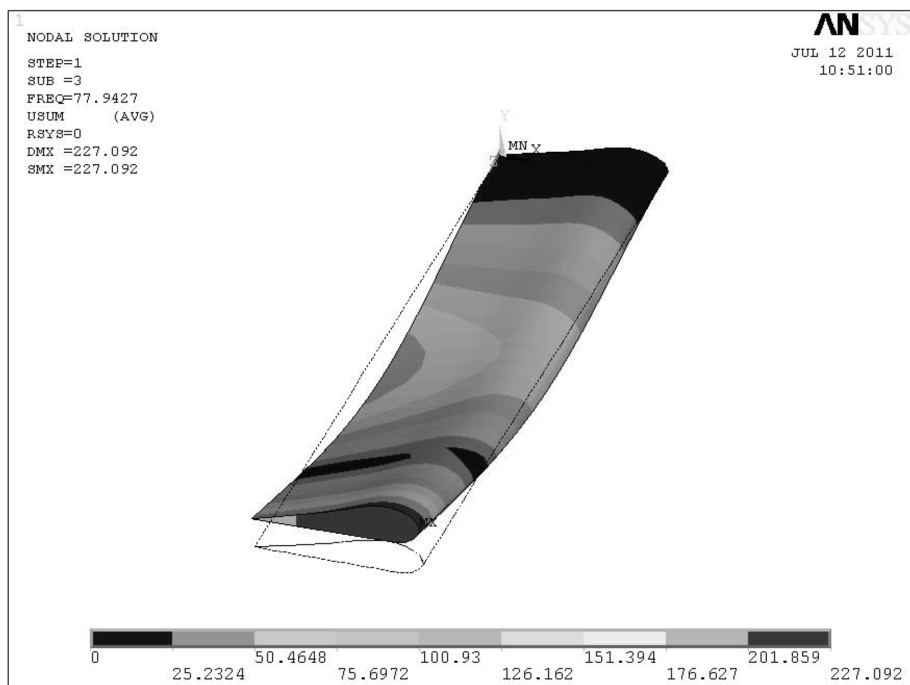


图 12-12　第三阶模态振型

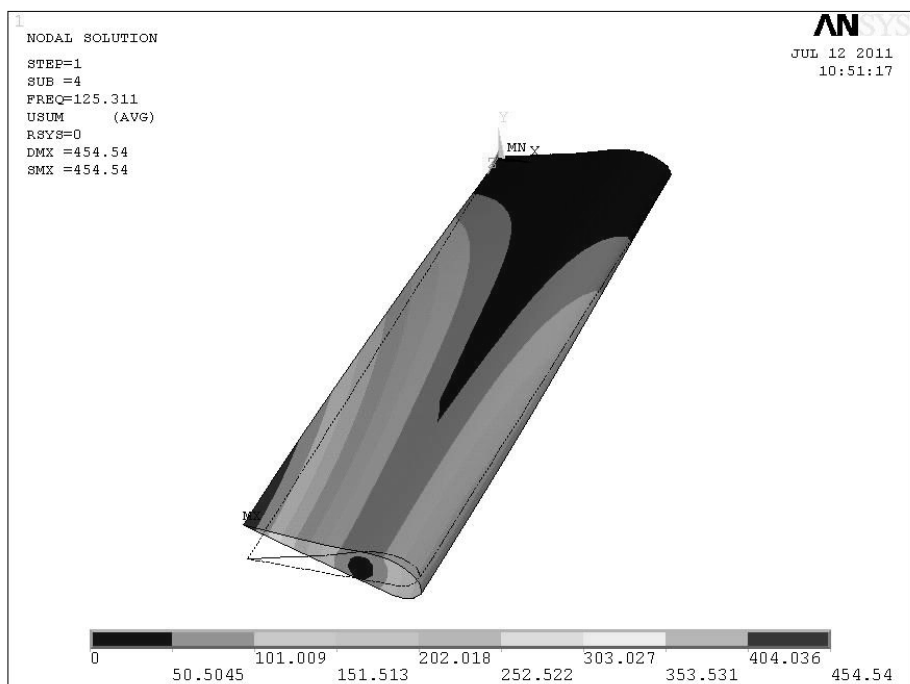


图 12-13　第四阶模态振型

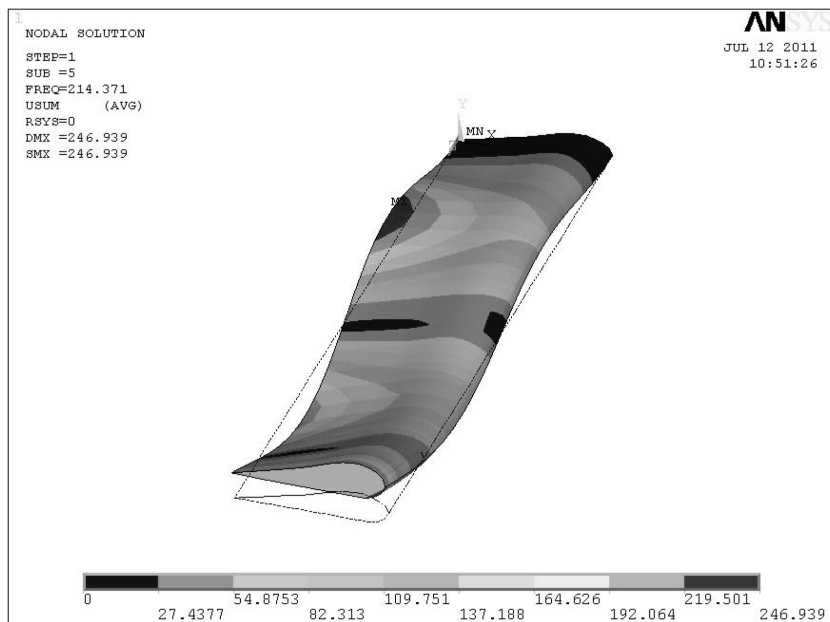


图 12-14　第五阶模态振型

12.6　有预应力的模态分析实例

【例 12-2】 钢丝预应力模态分析。

12.6.1 问题描述

本实例对一根钢丝（琴弦）进行有预应力的模态分析。截面形状为圆形（直径 d=0.25mm）的钢丝，在 F_1=30N 的拉力作用下绷紧于两个刚性支点间，如图 12-15 所示。求钢丝在 X-Y 平面的预应力模态，并与无预应力的模态进行对比。

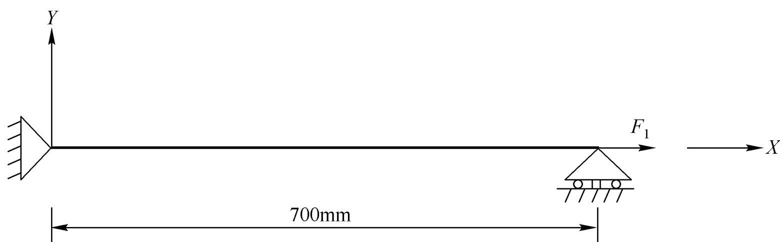


图 12-15　有预应力的钢丝

钢丝的材料特性：杨氏模量为 210GPa，泊松比为 0.3，密度为 7850kg/m^3。

12.6.2 网格划分

本例的网格模型较简单，可直接建立一维单元，如图 12-16 所示。

图 12-16　钢丝的有限元网格（28 个单元）

12.6.3 单元定义

选用 BEAM188 单元，并设置 K3=3，设置单元形函数为三次式，以获取较高的计算精度。

12.6.4 定义梁截面

钢丝截面为圆形，定义截面的方法详见例 3-2，需要注意的是，截面类型应选择 CSOLID，并输入半径 Radius(r)=0.125mm。

12.6.5 材料定义

钢丝的材料为钢，杨氏模量EX为 2.1E5MPa，泊松比NUXY为 0.3，密度DENS为 7.85E-9t/mm^3。

12.6.6 边界条件定义

边界条件按如下定义：

1）约束左端点的 UX、UY、UZ、ROTX、ROTY 自由度，并将约束载荷放置于载荷集 constraints1 中。

2）约束右端点的 UY、UZ、ROTX、ROTY 自由度。右端点需要施加拉力 F_1，故需要放开 UX 自由度，并将约束载荷放置于载荷集 constraints2 中。

3）约束其余所有节点的 UZ、ROTX、ROTY 自由度，并将约束载荷放置于载荷集 constraints3 中。

12.6.7 载荷定义

在右端点施加拉力 30N，方向为 X 正向，并将载荷放置于载荷集 force_x 中。边界条件及载荷定义如图 12-17 所示。



图 12-17　边界条件及载荷定义

12.6.8 静力分析

对于有预应力的模态分析，需要先进行静力分析，再进行模态分析，本例采用 ANSYS 进行求解控制。

1）将模型导出为.cdb 文件，并输入到 ANSYS。

2）激活预应力效应，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > Sol’n Controls，选中 Calculate prestress effects，如图 12-2 所示。

3）静力分析求解。

12.6.9 模态分析

1）完成静力分析后，退出后处理器，GUI 方式为 Main Menu > Finish。

2）修改边界条件和载荷，利用 ANSYS 添加右端点的 UX 自由度约束，删除右端点的拉力 F_1。

说明：静力分析结果显示，右端点被拉伸 2.04mm，相对钢丝长度（700mm）为小量，将右端点的 UX 设置为零（模态分析只能施加零值的自由度约束）并不会显著影响模态计算结果。此外，模态分析将忽略力载荷，但可包含静力分析得到的预应力，故可将拉力 F_1 删除。

3）定义新的分析类型为模态分析，并设置模态分析求解选项，提取六阶模态。为方便观察梁单元的模态变形，可勾选 Calculate elem results，为了包含静力分析中的预应力，需勾选 Incl prestress effects，如图 12-18 所示。

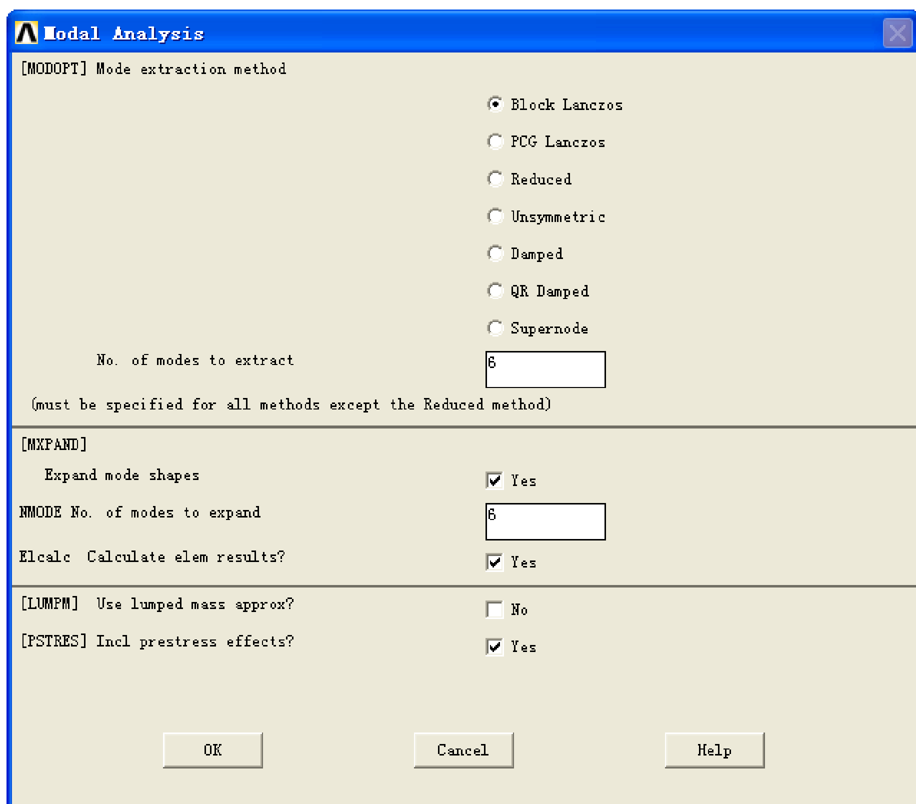


图 12-18　模态分析求解选项

4）模态分析求解。

12.6.10 查看结果

表 12-2 为钢丝的前六阶模态频率对比。图 12-19~图 12-24 为各阶预应力模态振型。

表 12-2 钢丝的前六阶模态频率对比

阶 数	一阶	二阶	三阶	四阶	五阶	六阶
有预应力频率/Hz	199.38	398.78	598.21	797.69	997.24	1196.9
无预应力频率/Hz	1.0356	4.1425	9.3205	16.570	25.890	37.282

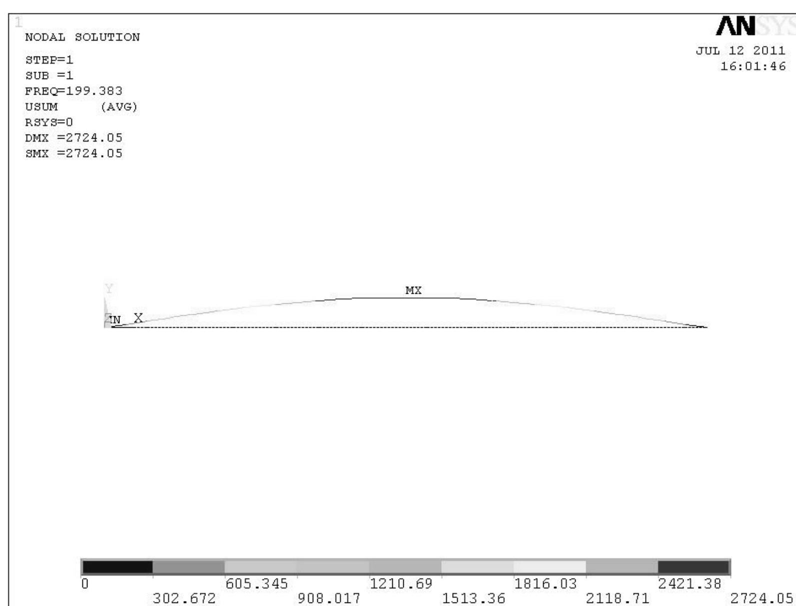


图 12-19 第一阶预应力模态振型

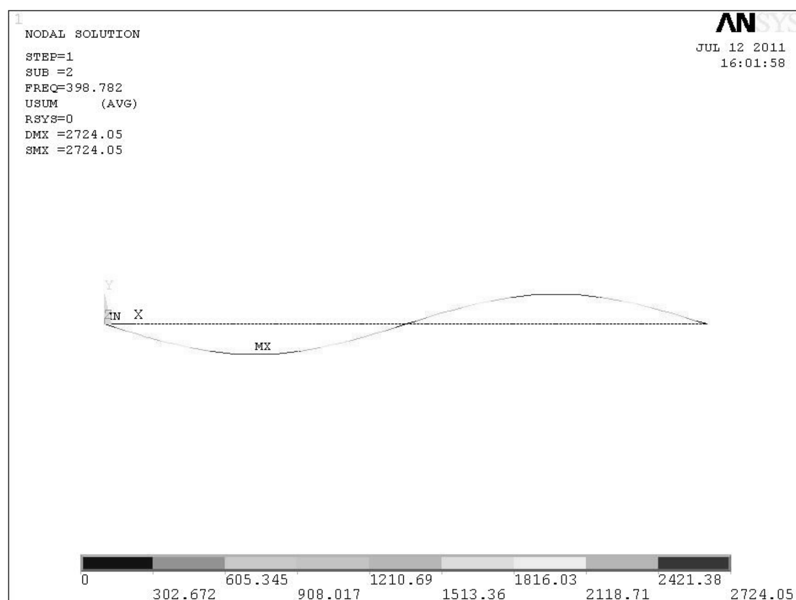


图 12-20 第二阶预应力模态振型

表 12−2 中的数据显示，预应力非常显著地提高了模态频率，即增强了钢丝的横向刚度，这种效应就是应力刚化。

说明：对于本例，无预应力的模态振型与有预应力的模态振型完全相同。

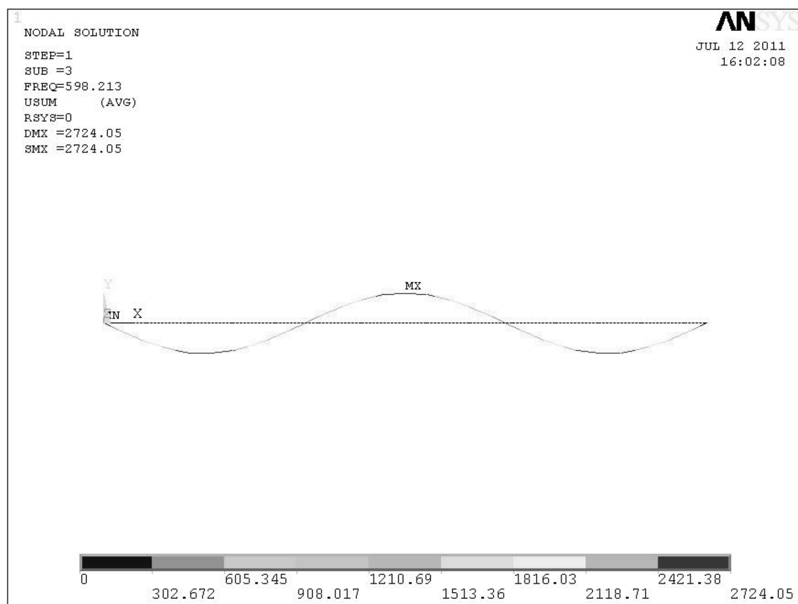


图 12−21　第三阶预应力模态振型

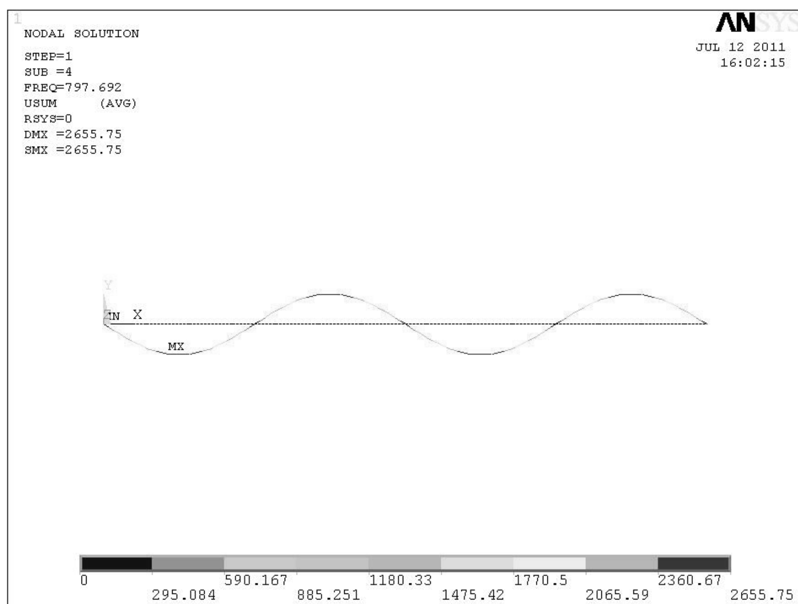


图 12−22　第四阶预应力模态振型

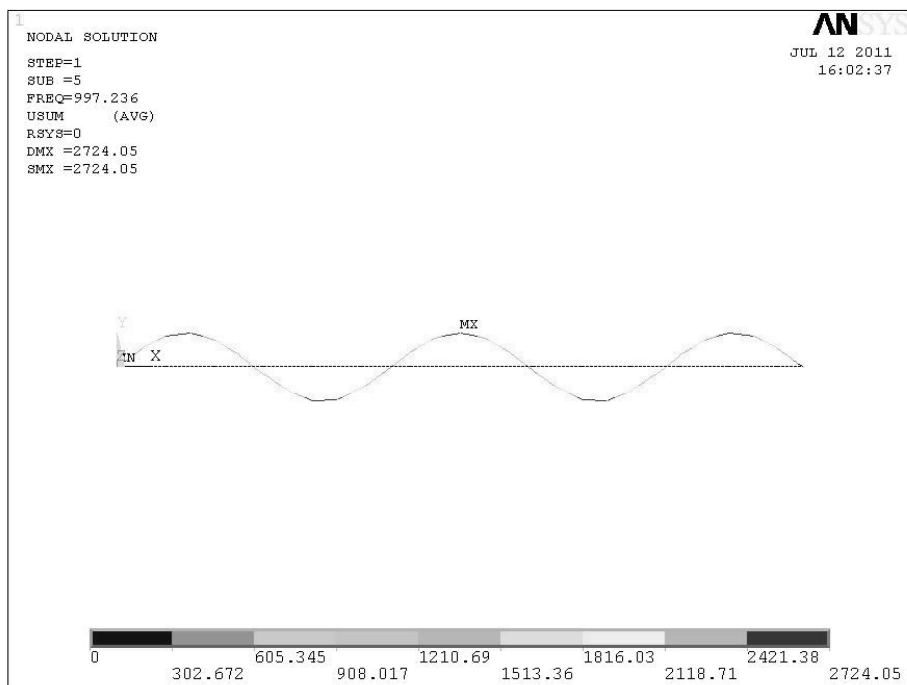


图 12-23 第五阶预应力模态振型

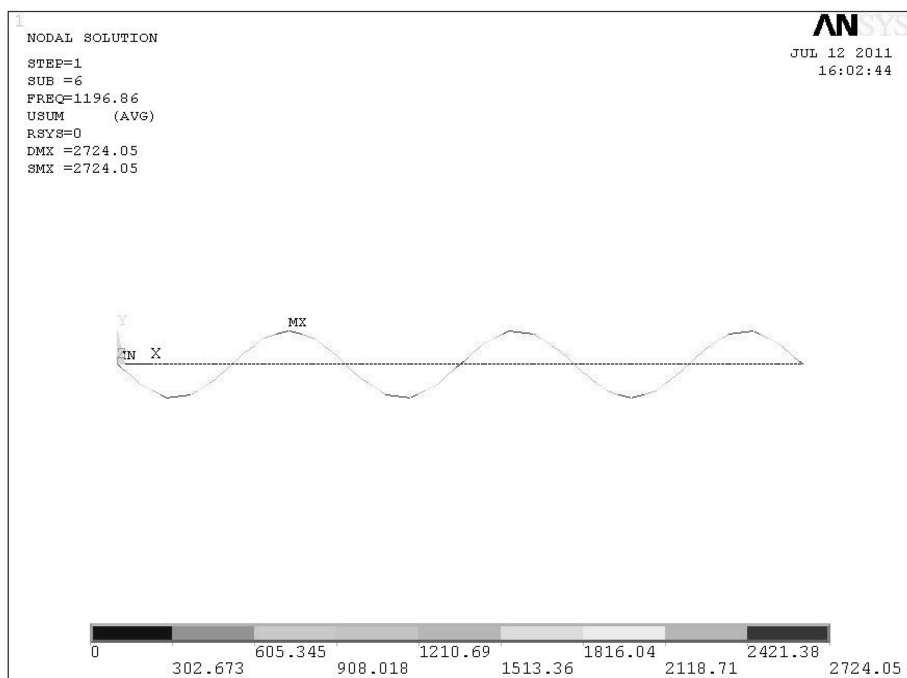


图 12-24 第六阶预应力模态振型

12.7　本章小结

1）模态分析是最简单、最基本的动力分析类型，可以利用 HyperMesh 建立有限元模型，ANSYS 设置求解控制选项并进行求解。

2）模态分析主要反映结构的刚度特性。建立模型时，可忽略对结构刚度影响不大的细节特征，如圆角、倒角和小孔等。

3）低阶模态对网格密度要求较低，但若要分析结构高阶模态，则应划分密度较高的网格。

4）对于模态分析，应尽可能建立完整的结构模型，而不建立局部模型，这样虽然计算量较大，但不易出错。

5）对于有预应力的模态分析，在静力分析和模态分析中都需要开启预应力效应。



第 13 章　谐响应分析

本章主要介绍谐响应分析的基本原理和分析步骤，给出了利用 HyperMesh 进行谐响应分析和有预应力的谐响应分析前处理的实例，并解释了谐响应分析的结果。

13.1　概述

谐响应是结构在周期载荷作用下产生的周期响应。谐响应分析使设计人员能预测结构的持续动力特性，从而使设计人员能够验证其设计能否克服共振、疲劳及其他受迫振动引起的有害效果。

谐响应分析计算结构在不同频率下的响应并得到一些响应值（通常是位移）对频率的曲线，从这些曲线上可以找到“峰值”响应，并进一步观察峰值频率对应的应力。该技术只计算结构的稳态受迫振动，而不考虑发生在激励开始时的瞬态振动。图 13−1 为典型的谐响应系统及动力学响应。

谐响应分析是一种线性分析技术，任何非线性特性，如塑性，即使定义了，也将被忽略。分析中可以包含非对称系统矩阵，如流−固耦合系统等。谐响应分析也可以分析有预应力的结构，如小提琴的弦（假定简谐力比预加的拉伸力小得多）等。

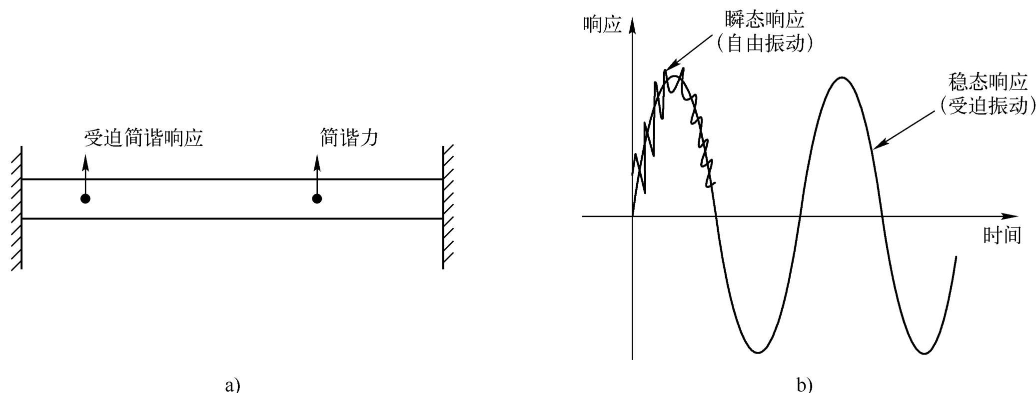


图 13−1　典型的谐响应系统及动力学响应

a) 谐响应系统　b) 动力学响应

13.2　谐响应分析的求解方法

谐响应分析求解结构动力学方程：

$$[M]\{\ddot{U}\}+[C]\{\dot{U}\}+[K]\{U\}=\{F\} \tag{13-1}$$

式中，$[M]$ 为结构质量矩阵；$[C]$ 为结构阻尼矩阵；$[K]$ 为结构刚度矩阵；$\{\ddot{U}\}$ 为节点加速度矢量；$\{\dot{U}\}$ 为节点速度矢量；$\{U\}$ 为节点位移矢量；$\{F\}$ 为力矢量。

对于受迫振动的稳态响应，结构的所有节点均以相同的频率（激振频率）振动。由于存在阻尼，各节点的相位可以不同。因此，节点位移可表达为

$$\{U\}=\{U_{\max}\mathrm{e}^{\mathrm{i}\phi}\}\mathrm{e}^{\mathrm{i}\omega t} \tag{13-2}$$

式中，$U_{\max}$ 为位移幅值；i 为虚数，且 $\mathrm{i}^2=-1$；ω 为圆频率（单位为 rad/s）；t 为时间；ϕ 为位移相角（单位为 rad）；$\mathrm{e}^{\mathrm{i}\phi}$ 和 $\mathrm{e}^{\mathrm{i}\omega t}$ 为简谐振动的复数表达形式：

$$\mathrm{e}^{\mathrm{i}\phi}=\cos\phi+\mathrm{i}\sin\phi \tag{13-3}$$

$$\mathrm{e}^{\mathrm{i}\omega t}=\cos\omega t+\mathrm{i}\sin\omega t \tag{13-4}$$

将式（13−2）改写为

$$\{U\}=(\{U_1\}+\mathrm{i}\{U_2\})\mathrm{e}^{\mathrm{i}\omega t} \tag{13-5}$$

式中，$\{U_1\}=\{U_{\max}\cos\phi\}$，为位移实部；$\{U_2\}=\{U_{\max}\sin\phi\}$，为位移虚部。

同理，力矢量也可表达为式（13−6）的形式：

$$\{F\}=(\{F_1\}+\mathrm{i}\{F_2\})\mathrm{e}^{\mathrm{i}\omega t} \tag{13-6}$$

式中，$\{F_1\}=\{F_{\max}\cos\varphi\}$，为力实部，$F_{\max}$ 为力幅值，φ 为力相角（单位为 rad）；$\{F_2\}=\{F_{\max}\sin\varphi\}$，为力虚部。

将式（13−5）和式（13−6）代入式（13−1），并消去 $\mathrm{e}^{\mathrm{i}\omega t}$，得谐响应分析动力学方程：

$$([K]-\omega^2[M]+\mathrm{i}\omega[C])(\{U_1\}+\mathrm{i}\{U_2\})=\{F_1\}+\mathrm{i}\{F_2\} \tag{13-7}$$

ANSYS 提供了 3 种方法求解式（13−7），即完全法、缩减法和模态叠加法，分别介绍如下：

（1）完全法

完全法是 3 种方法中最易使用的方法，它采用完整的系统矩阵计算谐响应（没有矩阵缩减）。完全法的优点是：

1）容易使用，因为不必关心如何选取主自由度或振型。

2）使用完整矩阵，因此不涉及质量矩阵的近似。

3）允许有非对称矩阵，这种矩阵在声学或轴承问题中很典型。

4）用单一处理过程计算出所有的位移和应力。

5）允许定义所有类型的载荷：节点力、外加的（非零）位移和单元载荷（压力和温度）。

6）允许在实体模型上定义载荷。

7）可以包含预应力效应。

（2）缩减法

缩减法采用主自由度和缩减矩阵来压缩问题的规模。计算出主自由度处的位移之后，ANSYS 可将解扩展到原有的完整自由度集上，这种方法的优点是：

1）在采用稀疏矩阵求解器时比完全法更快且开销小。

2）可以考虑预应力效应。

缩减法的缺点是：

1）初始解只计算主自由度的位移，要得到完整的位移、应力和力的解，则需执行扩展过程。



2）不能施加单元载荷（如压力和温度等）。

3）所有载荷必须施加在用户定义的主自由度上。

（3）模态叠加法

模态叠加法通过对模态分析得到的振型（特征向量）乘上因子并求和来计算结构的响应，它的优点是：

1）对于许多问题，此方法比缩减法或完全法更快且开销小。

2）模态分析中施加的载荷可以通过 LVSCALE 命令用于谐响应分析中。

3）可以使解按结构的固有频率聚集，便可得到更平滑、更精确的响应曲线图。

4）可以包含预应力效应。

5）允许考虑振型阻尼（阻尼系数为频率的函数）。

模态叠加法的缺点是不能施加非零位移。

谐响应分析的 3 种方法均存在共同的局限性：

1）所有载荷必须随时间按正弦规律变化。

2）所有载荷必须有相同的频率。

3）不允许有非线性特性。

4）不计算瞬态效应。

可以通过瞬态动力学分析来克服这些限制，此时应将简谐载荷表示为时间历程的载荷函数，详见第 14 章。

13.3 谐响应分析的基本步骤

13.3.1 建立有限元网格模型

根据实际问题的特点，对所分析的问题进行初步计划；建立反映真实物理情况的 CAD 模型或简化的 CAD 模型，并对其划分有限元网格；定义单元类型、单元选项、实常数、截面特性和材料特性。

在进行谐响应分析时，要注意如下内容：

1）材料特性可以是线性的、各向同性的或各向异性的、恒温的或和温度相关的。

2）必须指定杨氏模量 EX（或某种形式的刚度）和密度 DENS（或某种形式的质量）。

3）只有线性行为是有效的，如果存在非线性单元，它们将按线性单元处理。例如，如果分析中包含接触单元，则它们的刚度取初始状态值并在计算过程中不再发生变化。

13.3.2 模态分析

由于峰值响应发生在激励的频率和结构的固有频率相等之时，所以在进行谐响应分析之前，应首先进行模态分析，以确定结构的固有频率，相关内容详见第 12 章。

13.3.3 设置求解控制选项

1）进行谐响应分析时，应定义分析类型为谐响应分析（ANTYPE,HARMIC），再通过谐响应分析求解控制对话框来设置求解选项，如图 13−2 所示。

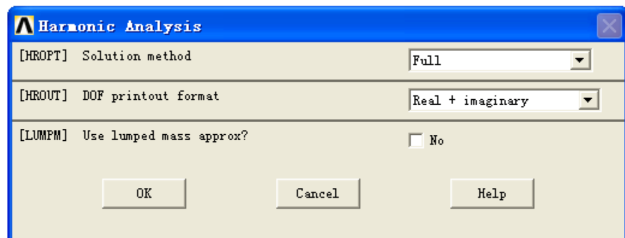


图 13−2　Harmonic Analysis 对话框

2）基于模态分析结果，设置载荷步选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Time/Frequenc > Freq and Substps，如图 13−3 所示。

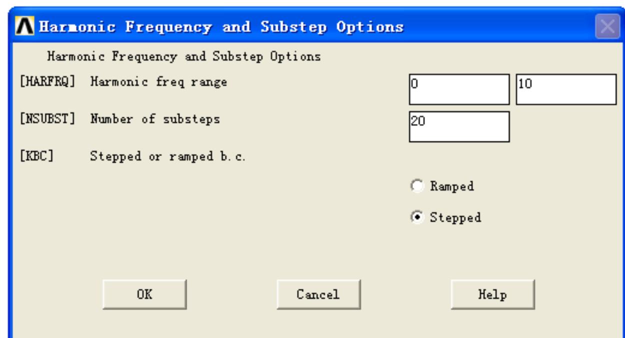


图 13−3　Harmonic Frequency and Substep Options 对话框

图 13−3 中指定了强制激振频率范围为 0~10Hz，子步数为 20，即需要求解 0.5，1，1.5，…，10Hz 的结果，载荷加载方式选择为阶跃，表示在强制频率范围内载荷的幅值保持为恒定值。

3）应指定某种形式的阻尼，否则在共振频率处的响应将无限大。GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Time/Frequenc > Damping，如图 13−4 所示。

ALPHAD 和 BETAD 指定的是和频率相关的阻尼系数，而 DMPRAT 指定的是对所有频率为恒定值的阻尼比。关于阻尼的详述，参见第 14.5.4 节。

注意：在直接积分谐响应分析（完全法或缩减法）中如果没有指定阻尼，ANSYS 将采用零阻尼。

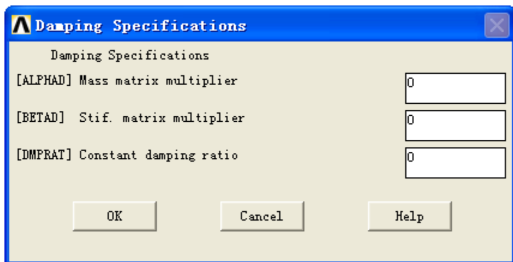


图 13−4　Damping Specifications 对话框

13.3.4 施加边界条件及载荷

通常在 ANSYS 中应用的载荷形式，如约束（包括强制位移）、力、面载荷、体载荷和惯性载荷，在谐响应分析中都可以运用。

根据定义，谐响应分析假定所有载荷都随时间按简谐（正弦）规律变化。指定一个完整的简谐载荷需要输入 3 条信息：Amplitude（幅值，F_{max}）、Phase angle（相位角，φ）和 Forcing frequency range（强制频率范围）。简谐载荷可视为一个绕原点做等速圆周运动的点在水平轴上的投影，如图 13−5 所示。

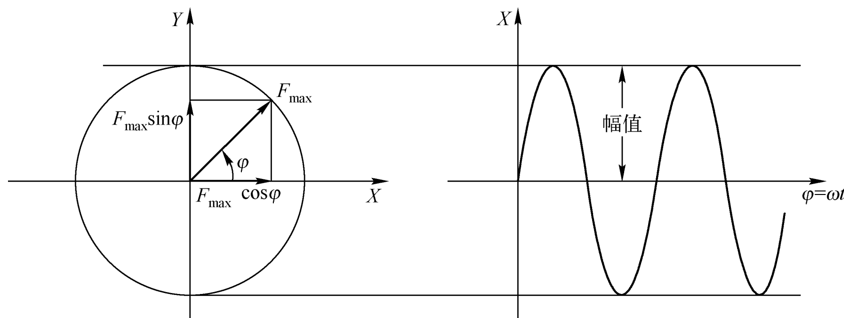


图 13−5　简谐载荷示意图

ANSYS 不直接输入幅值和相位角，而是输入实部 $F_{max}\cos\varphi$ 和虚部 $F_{max}\sin\varphi$ 分量，而强制频率范围由图 13−3 设置。

一般地，若各载荷不存在相位差，则认为 $\varphi=0$，即只需要设置实部为幅值 F_{max}。特别地，惯性载荷（如加速度等）的初相只能为零。

13.3.5 求解

在执行求解命令之前，可将当前模型进行备份，以便以后可恢复模型。

执行求解命令：

```
/SOLU
SOLVE
```

或者采用 GUI 方式提交求解：

Main Menu > Solution > Solve > Current LS

13.3.6 查看结果

谐响应分析的结果数据与静力分析基本相同。不同的是，如果在结构中指定了阻尼，结构响应与激励载荷之间不再同步，所有结果将以复数形式，即实部和虚部进行存储。如果施加的载荷之间不同步（存在初始相位差），同样也会产生复数结果。

可以用普通后处理器 POST1 和时间历程后处理器 POST26 进行后处理，查看结果。后处理的一般顺序是，首先用 POST26 找到临界频率——模型中所关注的点产生最大位移（或应力）时的频率，然后用 POST1 在这些临界强制频率处处理整个模型。



POST26 用于观察模型中指定点在整个频率范围内的结果；POST1 用于观察整个模型在指定频率点的结果。

注意：① 在 POST26 中可得到模型中的指定点处的真实结果。

② 谐响应分析结果的每个子步以实部和虚部分别存储。可以用 SET 命令来读入结果，但它只能读入实部或虚部，不能同时将二者都读入。结果的实际大小由实部和虚部的 SRSS 值（平方和的平方根）给出。

③ 若需查看整个结构在某激振频率下的响应极值，可输入命令：

```
HRCPLX,LOADSTEP,SUBSTEP,360
```

13.4 有预应力的谐响应分析

有预应力的谐响应分析用于计算有预应力结构的谐响应。除了首先要通过进行静力分析把预应力加到结构上之外，有预应力的谐响应分析过程和常规谐响应分析过程基本相同。

13.4.1 静力分析

在静力分析中，应开启预应力效应（PSTRES,ON），如图 12−2 所示。

13.4.2 谐响应分析

在完全法的谐响应分析中，应勾选 Incl prestress effects，如图 13−6 所示。

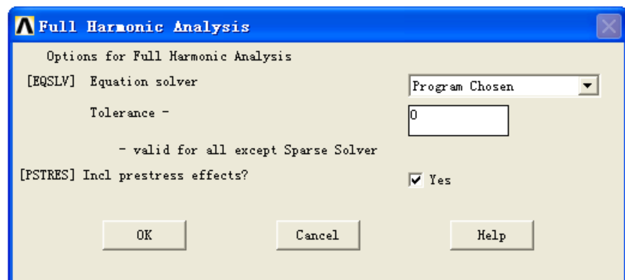


图 13−6　完全法谐响应分析中开启预应力效应

注意：谐响应分析假定所有载荷随时间按简谐（正弦）规律变化，因此，应删除静力分析中的预应力载荷，只保留谐响应分析需要的载荷。

13.5 谐响应分析实例

【例 13−1】 工作台−电动机系统谐响应分析。

13.5.1 问题描述

如图 13−7 所示的工作台−电动机系统，当电动机工作时由于转子偏心引起电动机发生简

谐振动，这时电动机的旋转偏心载荷是一个简谐激励，计算结构在该激励下的响应。已知条件为

工作台面板：长=2m（X 方向），宽=1m（Y 方向），厚=0.02m（Z 方向）。

工作台 4 条腿的梁几何特性：长=1m（Z 方向），截面宽度=0.01m（X 方向），截面高度=0.02m（Y 方向）。

电动机质心位于工作台正上方 0.1m，电动机质量：m=100kg。

简谐激励 F_x、F_z 的幅值为 100 N，F_z 落后 F_x 90° 的相位角。

电动机转动频率范围为 0~10Hz。

所有的材料均为钢，其特性：杨氏模量为 2.1×10^{11}Pa，泊松比为 0.3，密度为 7850kg/m^3。

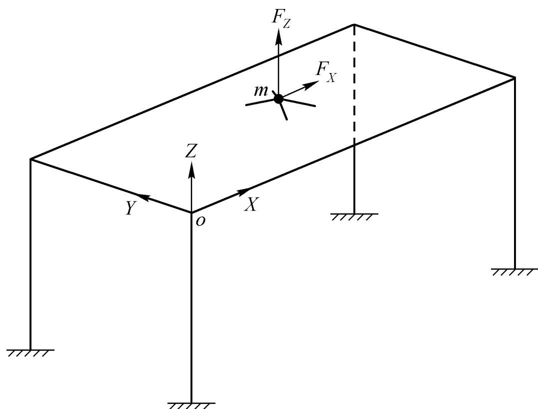


图 13-7 工作台-电动机示意图

说明：本例采用国际单位制。

13.5.2 网格划分

本例的几何模型较简单，可直接在 HyperMesh 中建立面和线的模型，再划分网格。

1）将工作台的台面划分为 200 个四边形单元，并放置于 table 组件集。

2）将每个支腿划分为 10 个一维单元，并放置于 leg 组件集。

3）建立质量单元，并放置于 mass 组件集。

4）采用刚性连接 CERIG 将 mass 单元与桌面 4 个角点连接，并放置于 cerig 组件集。

注意：① 对于本例，梁单元与板壳单元的连接可采用节点耦合法。

② CERIG 需耦合 6 个自由度。

图 13-8 所示为工作台-电动机的有限元网格模型（含边界条件）。

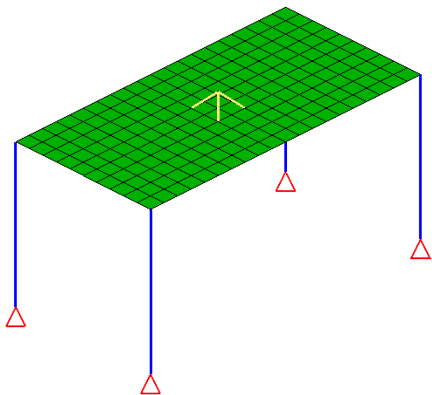


图 13-8 工作台-电动机的有限元网格模型（含边界条件）

13.5.3 单元定义

1）工作台的台面选用 SHELL181 单元，并设置 K3=2，采用非协调模式的完全积分方法，以提高计算精度。

2）支腿选用 BEAM188 单元，并设置 K3=3，设置单元形函数为三次式，以获取较高的计算精度。

3）电动机选用 MASS21 单元，无需设置单元选项。

注意：cerig 组件中定义了刚性区域，由 ANSYS 自动生成约束方程，不需定义单元类

型、实常数和材料等属性。

13.5.4 设置实常数

1）设置 SHELL181 单元的实常数 TKI(1)=0.02m，以定义工作台台面的厚度。

2）设置 MASS21 单元的实常数 MASSX(1)=100kg，MASSY(2)=100kg，MASSZ(3)=100kg，忽略转动惯量。

13.5.5 定义梁截面

支腿截面为矩形，定义截面的方法详见例 3−2。需要注意的是，截面类型应选择 RECT，并设置 Dimension(a)=0.02m，Dimension(b)=0.01m。

13.5.6 材料定义

所有的材料均为钢，杨氏模量EX为 2.1E11Pa，泊松比NUXY为 0.3，密度DENS为 7850kg/m^3。

13.5.7 边界条件定义

4 个支腿固定在地面，约束支腿底部（共 4 个节点）的 6 个自由度，并将约束载荷放置于载荷集 constraints 中，如图 13−8 所示。

13.5.8 模态分析

为了更方便地进行谐响应分析，应该首先进行模态分析，以确定结构的固有频率，相关内容详见第 12 章。

1）将模型导出为.cdb 文件，并输入到 ANSYS。

2）计算前六阶模态频率，列于表 13−1。图 13−9~图 13−12 为前四阶模态振型。

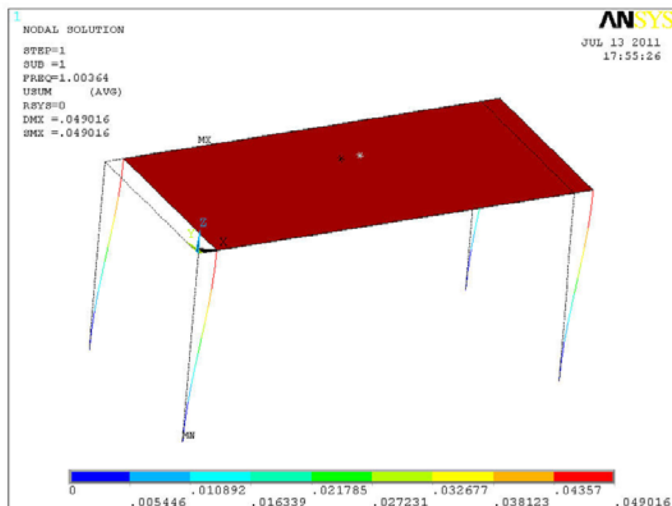


图 13−9　第一阶模态振型

表 13-1　工作台-电动机的前六阶模态频率

阶数	一阶	二阶	三阶	四阶	五阶	六阶
频率/Hz	1.0036	1.9763	3.6350	9.7933	32.953	40.239

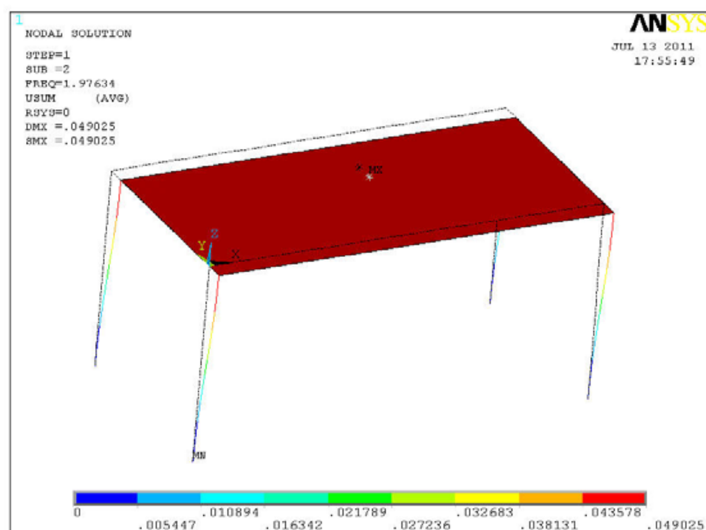


图 13-10　第二阶模态振型

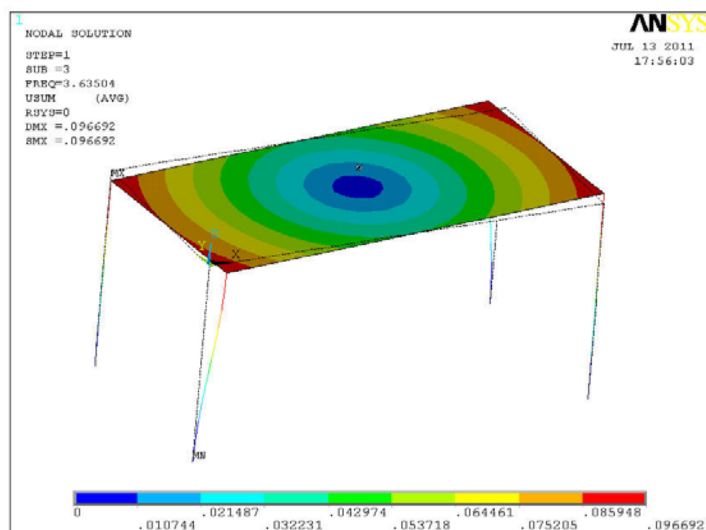


图 13-11　第三阶模态振型

13.5.9　谐响应分析求解控制

1）完成模态分析后，退出后处理器，GUI 方式为 Main Menu > Finish。

2）定义分析类型为谐响应分析，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type >



New Analysis，如图 13−13 所示。

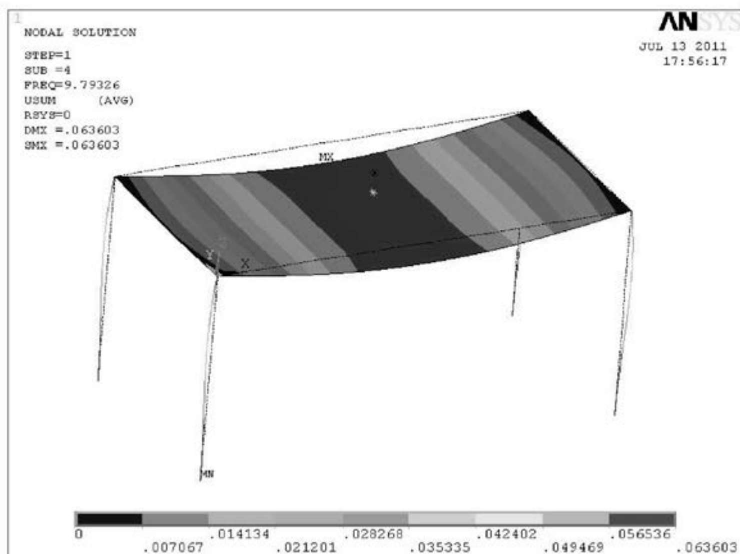


图 13−12　第四阶模态振型

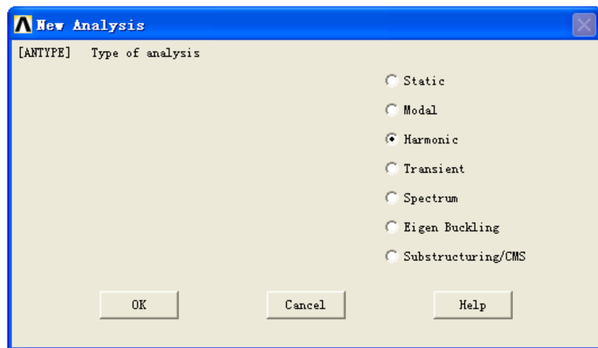


图 13−13　定义分析类型为 Harmonic

3）设置谐响应分析求解选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > Analysis Options，保持默认选项，采用完全法，如图 13−2 所示。

4）单击图 13−2 中的 OK 按钮，弹出 Full Harmonic Analysis 对话框，保持默认设置，单击 OK 按钮，如图 13−14 所示。

5）基于模态分析结果，设置载荷步选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Time/Frequenc > Freq and Substps。指定强制激振频率范围为 0~10Hz，子步数为 20，即需要求解 0.5Hz，1Hz，1.5Hz，…，10Hz 的结果，载荷加载方式选择阶跃，表示在强制频率范围内载荷的幅值保持为恒定值，如图 13−3 所示。

6）对于谐响应分析，应指定某种形式的阻尼，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Time/Frequenc > Damping，本例设置恒定阻尼比 DMPRAT=0.02，即 2%，如图 13−15 所示。

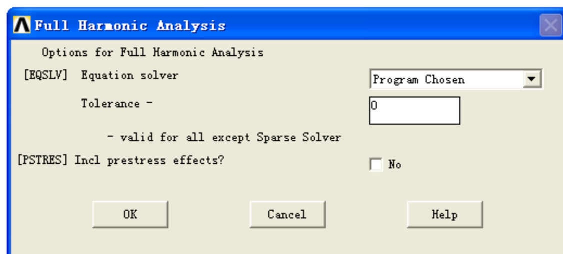


图 13-14 Full Harmonic Analysis 对话框

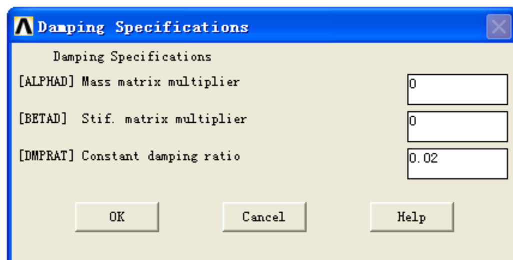


图 13-15 Damping Specifications 对话框

13.5.10 载荷定义

1）施加简谐载荷 F_x，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Define Loads > Apply > Force/Moment > On Nodes，选择质量点，设置力的方向为 FX，实部为 100N，如图 13-16 所示。

2）同理，对质量点施加简谐载荷 F_z，设置力的方向为 FZ，实部为 0，虚部为 100N，如图 13-17 所示。

说明： F_z 落后 F_x 90° 的相位角，对于 F_z，可按图 13-17 设置载荷。

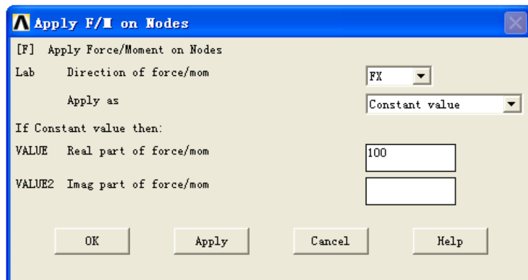


图 13-16 施加简谐力 F_x

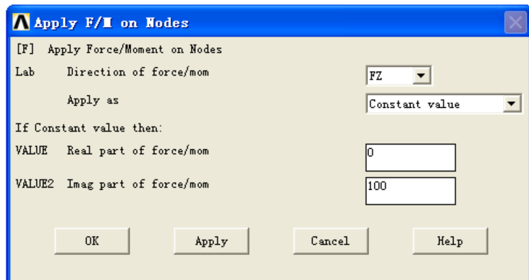


图 13-17 施加简谐力 F_x

13.5.11 求解并查看结果

执行求解命令：

```
/SOLU
SOLVE
```

或者采用 GUI 方式提交求解：

Main Menu > Solution > Solve > Current LS

1）进入时间历程后处理器 POST26，利用 Variable Viewer 定义并绘制工作台台面中点的位移–频率曲线，以确定临界频率，即振幅最大时对应的频率，如图 13-18 所示。

由图 13-18 可知，工作台台面中点在 1Hz 频率处产生了 *X* 方向的谐振（幅值为 0.148565m），对比模态分析（图 13-9）可知，简谐激励力 F_x 激发了工作台的第一阶模态振动。同样，工作台台面中点在频率 10Hz 附近产生了 *Z* 方向的谐振，但幅值非常小，对比模

态分析（图 13-12）可知，简谐激励力 F_z 激发了工作台的第四阶模态振动，由于模态频率较高（9.7933Hz），所以振幅很小。此外， F_x 和 F_z 无法激发工作台的第二阶、第三阶模态，这可以从模态振型（见图 13-10 和图 13-11）得到解释。

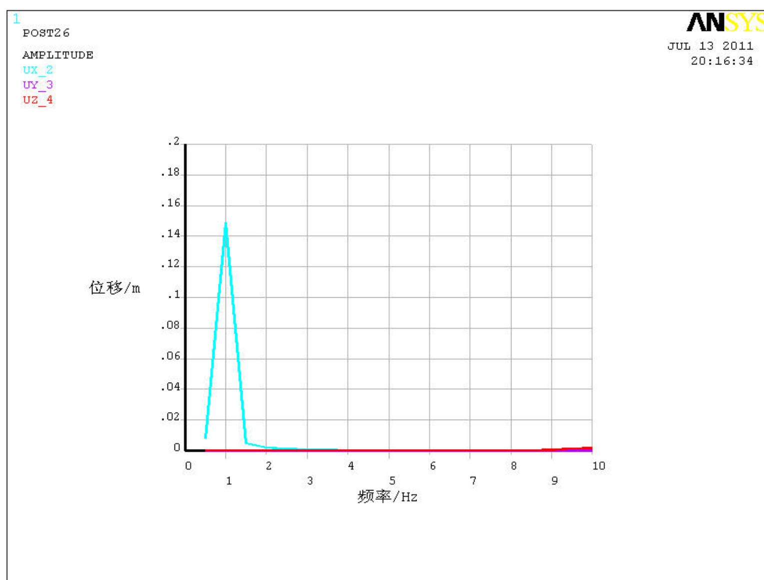


图 13-18　工作台台面中点位移-频率曲线

2）进入普通后处理器 POST1，列出结果汇总表，如图 13-19 所示。

SET,LIST Command

File

***** INDEX OF DATA SETS ON RESULTS FILE *****

SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	0.50000	1	1	1
2	0.50000	1	1	1
3	1.0000	1	2	2
4	1.0000	1	2	2
5	1.5000	1	3	3
6	1.5000	1	3	3
7	2.0000	1	4	4
8	2.0000	1	4	4
9	2.5000	1	5	5
10	2.5000	1	5	5
11	3.0000	1	6	6
12	3.0000	1	6	6
13	3.5000	1	7	7
14	3.5000	1	7	7
15	4.0000	1	8	8

图 13-19　结果汇总表

由汇总表可知，LOADSTEP1，SUBSTEP2 为 1Hz 的结果，又分为 SET3 和 SET4，分别代表实部和虚部结果，如图 13-20 和图 13-21 所示。

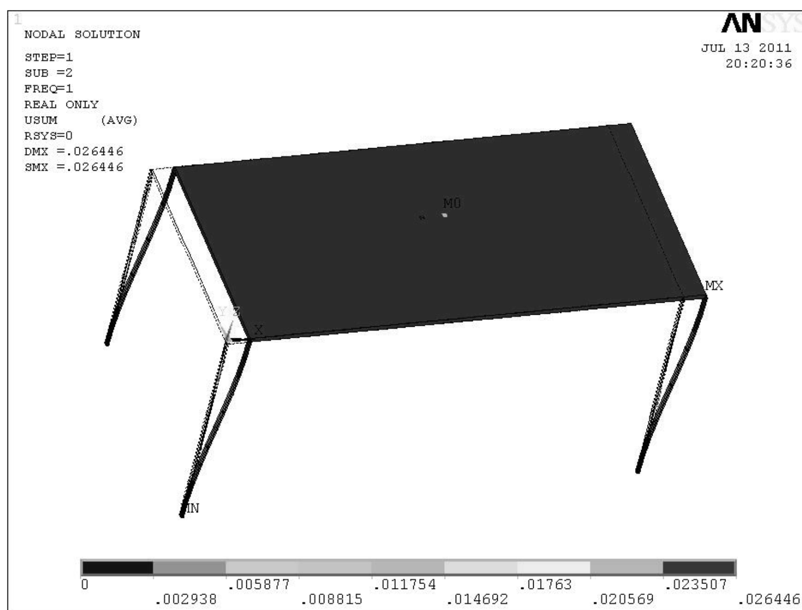


图 13−20　激励力频率为 1Hz 时的位移响应（实部）

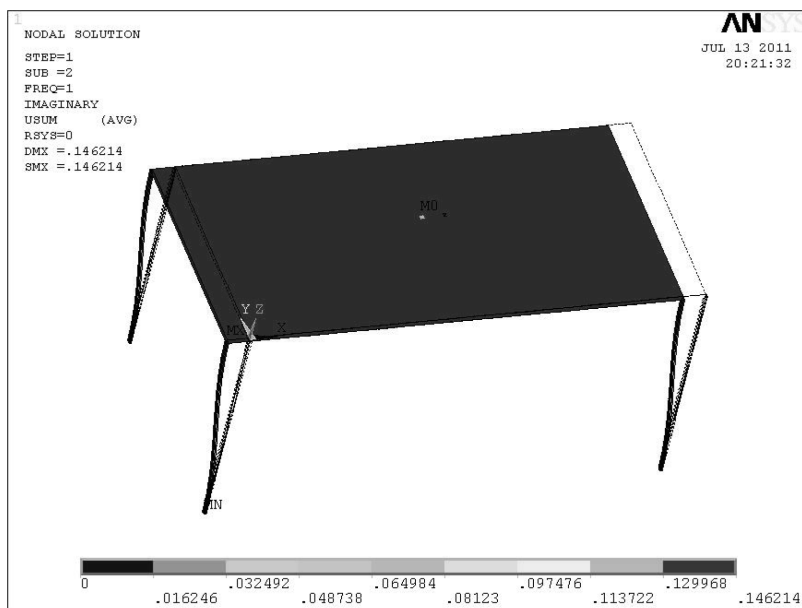


图 13−21　激励力频率为 1Hz 时的位移响应（虚部）

3）使用命令 HRCPLX，1，2，360 读入结构响应幅值（实部与虚部的矢量和），如图 13−22 所示。

由图 13−20~图 13−22 可知，工作台台面产生了 *X* 方向的平移，幅值（0.148586m）正好是实部极值（0.026446m）和虚部极值（0.146214m）的矢量和，也非常接近图 13−18 中的极



值（0.148565m）。这说明 POST26 可得到模型中指定点处的真实结果。

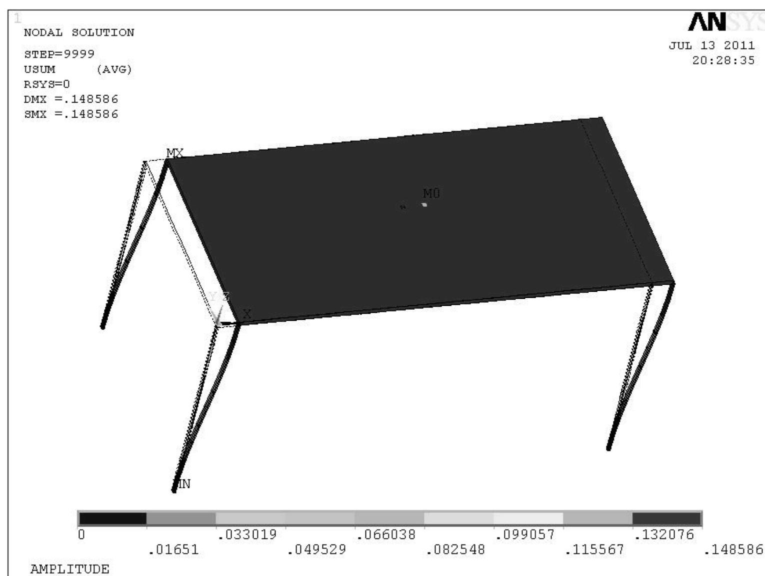


图 13−22　激励力频率为 1Hz 时的位移响应（幅值）

13.6　有预应力的谐响应分析实例

【例 13–2】 钢丝预应力谐响应分析。

13.6.1　问题描述

本实例在例 12−2 的基础上，对钢丝（琴弦）进行有预应力的谐响应分析。截面形状为圆形（直径 d=0.25mm）的钢丝，在力 F_1=30N 的拉力作用下绷紧于两个刚性支点间，钢丝的 1/4 长度处作用一简谐力 F_2（幅值为 1N），如图 13−23 所示。求钢丝在 X−Y 平面的谐响应。

钢丝的材料特性：杨氏模量为 210GPa，泊松比为 0.3，密度为 7850kg/m^3。

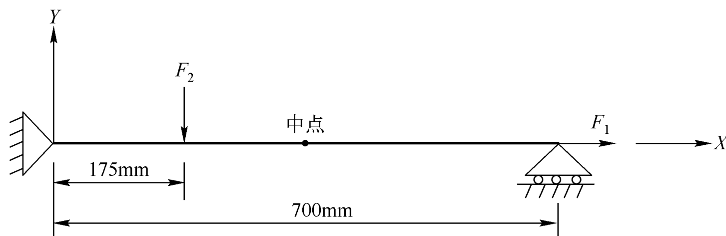


图 13−23　有预应力的钢丝

说明： 与例 12−2 相同，本例采用的单位制为 mm（长度）、N（力）、MPa（应力）、ton（质量）和 s（时间）。

13.6.2 谐响应分析求解控制

例 12-2 已经完成了有预应力的模态分析，在此基础上继续进行有预应力的谐响应分析。

1）完成有预应力的模态分析后，退出后处理器，GUI 方式为 Main Menu > Finish。

2）定义分析类型为谐响应分析，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > New Analysis，如图 13-13 所示。

3）设置谐响应分析求解选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > Analysis Options，保持默认选项，采用完全法，如图 13-2 所示。

4）单击图 13-2 中的 OK 按钮，弹出 Full Harmonic Analysis 对话框，注意勾选 Incl prestress effects，以包含静力分析中的预应力，单击 OK 按钮，如图 13-24 所示。

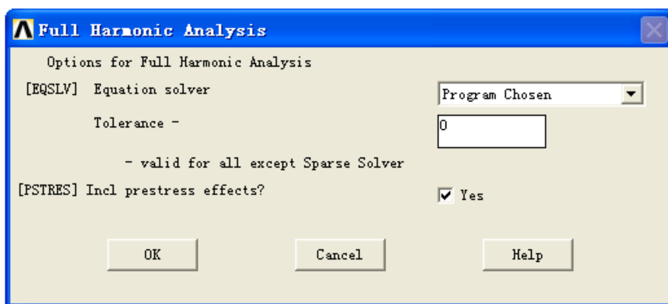


图 13-24 Full Harmonic Analysis 对话框

5）基于模态分析结果，设置载荷步选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Time/Frequenc > Freq and Substps。指定强制激振频率范围为 0~1200Hz，子步数为 240，载荷加载方式选择阶跃，表示在强制频率范围内载荷的幅值保持为恒定值，如图 13-25 所示。

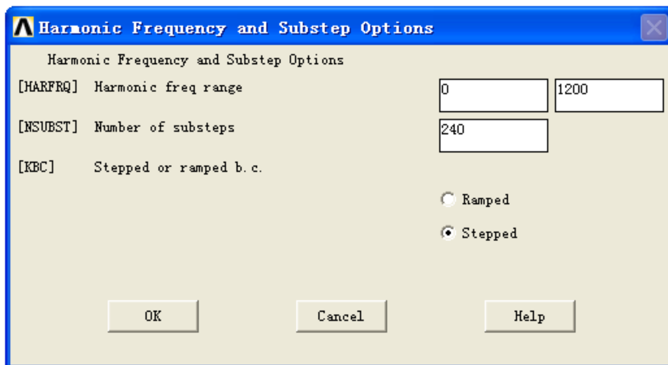


图 13-25 Harmonic Frequency and Substep Options 对话框

6）对于谐响应分析，应指定某种形式的阻尼，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Time/Frequenc > Damping，本例设置恒定阻尼比 DMPRAT=0.02，即 2%，如图 13-15 所示。

13.6.3 载荷定义

在预应力模态分析的基础上，只需施加简谐载荷 F_2，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Define Loads > Apply > Force/Moment > On Nodes，选择图 13-23 的载荷作用点，设置力的方向为 FY，实部为 1N，如图 13-26 所示。

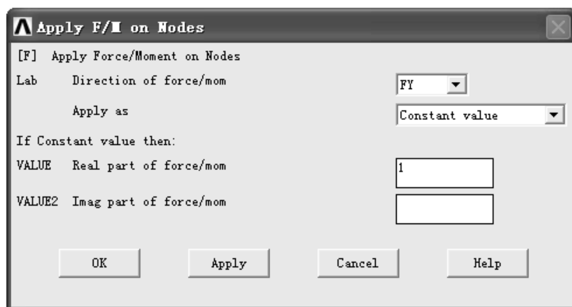


图 13-26　施加简谐力 F_2

13.6.4 求解并查看结果

执行求解命令：

```
/SOLU
SOLVE
```

或者采用 GUI 方式提交求解：

Main Menu > Solution > Solve > Current LS

1）进入时间历程后处理器 POST26，利用 Variable Viewer 定义并绘制钢丝中点的位移-频率曲线，以确定临界频率，即振幅最大时对应的频率，如图 13-27 所示。

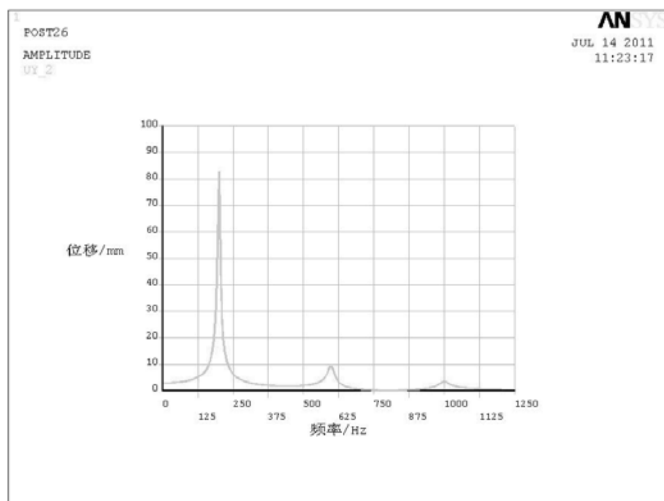


图 13-27　钢丝中点的位移-频率曲线（*Y* 方向）

2）由图 13−27 可知，钢丝中点在 200Hz、595Hz、1000Hz 频率处产生了 *Y* 方向的谐振，幅值分别为 82.6502mm、9.12738mm、3.34004mm。对比模态振型（见图 12−19~图 12−24）可知，简谐载荷 F_2 激发了第一阶、第三阶、第五阶模态，钢丝中点在这几阶模态中产生了最大的振幅。特别地，频率越低，谐振越明显，表现为振幅越大。



13.7 本章小结

1）对于谐响应分析，可以利用 HyperMesh 建立有限元模型，ANSYS 设置求解控制选项并进行求解。

2）完全法是最简单的方法，且可以包含预应力效应。

3）应指定某种形式的阻尼，否则在共振频率处的响应将无限大。

4）尽管基于完全法的谐响应分析无需进行模态分析，但为了设置合适的分析选项，在谐响应分析之前，应先进行模态分析。

5）对于有预应力的谐响应分析，在静力分析、模态分析和谐响应分析中都需要开启预应力效应。

6）谐响应分析只计算结构的稳态受迫振动，而不考虑发生在激励开始时的瞬态振动。为了克服谐响应分析的局限性，应进行瞬态动力学分析。

第 14 章　瞬态动力学分析

本章主要介绍瞬态动力学分析的基本原理、分析步骤和关键技术，给出了利用 HyperMesh 进行瞬态动力学分析和有预应力的瞬态动力学分析前处理的实例，并解释了瞬态动力学分析的结果。

14.1　概述

瞬态动力学分析（时间历程分析）是用于确定承受任意随时间变化载荷结构动力学响应的一种技术。可以用瞬态动力学分析确定结构在稳态载荷、瞬态载荷和简谐载荷的随意组合作用下的随时间变化的位移、应变、应力和力。载荷和时间的相关性使得惯性力和阻尼作用比较重要。如果惯性力和阻尼作用不重要，就可以用静力学分析代替瞬态动力学分析。

瞬态动力学分析可包含所有类型的非线性，如大变形、塑性、蠕变、应力刚化、接触（间隙）单元和超弹性单元等。相对于其他分析技术（如静力分析、模态分析、谐响应分析和响应谱分析等），瞬态动力学分析更接近工程实际，因此得到广泛应用。本章主要介绍线性瞬态动力学分析。

14.2　瞬态动力学分析的求解方法

瞬态动力学的基本方程是

$$[M]\{\ddot{U}\}+[C]\{\dot{U}\}+[K]\{U\}=\{F\} \tag{14-1}$$

ANSYS 提供了两种方法求解方程式（14−1），即中心差分时间积分法和 Newmark 时间积分法（包括改进的 HHT 方法）。中心差分时间积分法用于 ANSYS LS-DYNA 的显示瞬态动力学分析，读者可参阅 LS-DYNA 的相关书籍，而 Newmark 时间积分法用于 ANSYS 隐式瞬态动力学分析。

在任意给定的时间 t，式（14−1）可看作是一系列考虑了惯性力 $[M]\{\ddot{U}\}$ 和阻尼力 $[C]\{\dot{U}\}$ 的静力学平衡方程。ANSYS 使用 Newmark 时间积分方法在离散的时间点上求解这些方程，两个连续时间点间的时间增量称为积分时间步长（integration time step）。

ANSYS 提供了 3 种 Newmark 时间积分方法，即完全法、缩减法及模态叠加法，分别介绍如下：

（1）完全法

完全法采用完整的系统矩阵计算瞬态响应（没有矩阵缩减），允许包括各类非线性特性（如塑性、大变形和大应变等），它是 3 种方法中功能最强、最容易使用的方法。完全法

的优点是：

1）容易使用，不必关心选择主自由度或振型。

2）允许各种类型的非线性特性。

3）采用完整矩阵，不涉及质量矩阵近似。



4）一次分析就能得到所有的位移和应力。

5）允许施加所有类型的载荷，如节点力、外加的（非零）位移和单元载荷（压力和温度），还允许通过 TABLE 数组参数指定表边界条件。

6）允许在实体模型上施加载荷。

完全法的主要缺点是它比其他方法开销大。

（2）缩减法

缩减法通过采用主自由度及缩减矩阵压缩问题规模。计算出主自由度处的位移之后，ANSYS 可将解扩展到原有的完整自由度集上，这种方法的优点是比完全法快且开销小。

缩减法的缺点是：

1）初始解只计算主自由度的位移，需进行扩展计算，以得到完整空间上的位移、应力和力。

2）不能施加单元载荷（如压力和温度等），但允许施加加速度。

3）所有载荷必须施加在用户定义的主自由度上。

4）整个瞬态分析过程中时间步长必须保持恒定，不允许采用自动时间步长。

5）唯一允许的非线性是简单的点-点接触（间隙条件）。

（3）模态叠加法

模态叠加法通过对模态分析得到的振型（特征向量）乘上因子并求和来计算结构的响应，它的优点是：

1）对于许多问题，它比缩减法或完全法更快、开销更小。

2）可通过 LVSCALE 命令将模态分析中施加的单元载荷引入瞬态分析中。

3）允许考虑模态阻尼（阻尼比为振型的函数）。

模态叠加法的缺点是：

1）整个瞬态分析过程中时间步长必须保持恒定，不允许采用自动时间步长。

2）唯一允许的非线性是简单的点-点接触（间隙条件）。

3）不能施加强制位移（非零位移）。

尽管完全法需要消耗更多的计算资源，但其功能最强大，且方便使用。本书主要介绍基于完全法的瞬态动力学分析。

14.3 瞬态动力学分析的基本步骤

14.3.1 建立有限元网格模型

根据实际问题的特点，对所分析的问题进行初步计划；建立反映真实物理情况的 CAD 模型或简化的 CAD 模型，并对其划分有限元网格；定义单元类型、单元选项、实常数、截面特性和材料特性。

在进行瞬态动力学分析时，要注意如下内容：

1）可以使用线性和非线性单元。

2）必须指定杨氏模量 EX（或某种形式的刚度）和密度 DENS（或某种形式的质量）。

3）材料特性可以是线性的或非线性的、各向同性的或各向异性的、恒定的或和温度有关的。

4）对于网格密度，要注意：

① 网格密度应当密到足以确定感兴趣的最高阶振型；

② 对应力或应变感兴趣的区域比只考察位移的区域的网格密度要密一些；

③ 如果要包含非线性特性，网格密度应当密到足以捕捉到非线性效应。例如，塑性分析要求在较大塑性变形梯度的区域有合理的积分点密度（即要求较密的网格）。

14.3.2 设置求解控制选项

进行瞬态动力学分析时，应定义分析类型为瞬态分析（ANTYPE,TRANS），再通过求解控制对话框设置求解选项，如图 14-1 和图 14-2 所示。

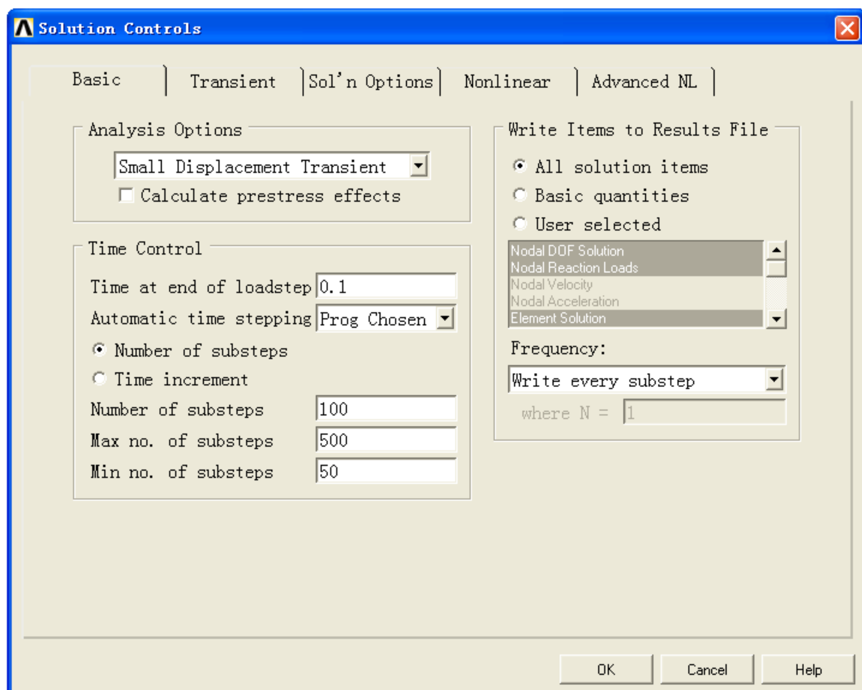


图 14-1　Solution Controls 对话框-Basic 选项卡

Basic 选项卡用于设置分析选项、时间控制和结果文件控制。图 14-1 中定义了小变形的瞬态动力学分析，求解时间为 0.1，开启自动时间步长控制，初始子步为 100，最大子步为 500，最小子步为 50，将所有求解数据写入结果文件，写入频率为每个子步。

Transient 选项卡主要用于设置瞬态动力选项。图 14-2 中开启了时间积分效应，采用阶跃载荷加载，阻尼系数 ALPHA=0.075，BETA=0.025。

一般地，对于线性瞬态动力学分析，仅需设置 Basic 选项卡和 Transient 选项卡。

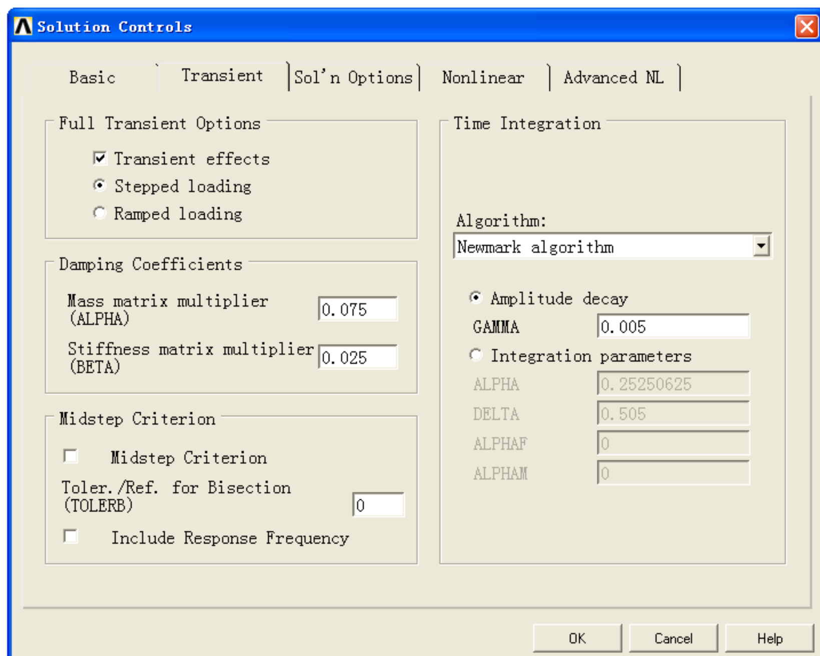


图 14-2　Solution Controls 对话框-Transient 选项卡

14.3.3 施加边界条件及载荷

ANSYS 通常的约束、力/力矩、面载荷、体载荷和惯性载荷在瞬态动力学分析中都能运用，所有载荷都是时间的函数，请读者参阅第 4 章有关施加载荷的内容。

14.3.4 建立初始条件

瞬态动力学分析要求给定两种初始条件（因为要求解的方程式（14-1）是两阶的）：初始位移 u_0 和初始速度 $\dot{u}_0$，详见第 14.5.3 节。

14.3.5 求解

在执行求解命令之前，可将当前模型进行备份，以便以后可恢复模型。

执行求解命令：

```
/SOLU
SOLVE
```

或者采用 GUI 方式提交求解：

Main Menu > Solution > Solve > Current LS / From LS Files

后者用于求解多载荷步。

14.3.6 查看结果

瞬态动力学分析结果数据与静力分析基本相同，不同的是：所有数据都是时间的函数，

且包含速度和加速度解。

可以用普通后处理器 POST1 和时间历程后处理器 POST26 进行后处理，查看结果。POST1 用于对整个模型在某一时刻的结果进行检查；POST26 用于跟踪整个载荷作用时间历程上的特定结果。

14.4 有预应力的瞬态动力学分析

不同于有预应力的模态分析和谐响应分析，有预应力的瞬态动力学分析采用多载荷步完成。第一个载荷步采用准静态分析，用于施加预应力，后续载荷步进行瞬态动力学分析。需要注意的是，预应力载荷在后续载荷步中均保持恒定，且整个分析过程不需开启预应力效应。

有预应力的瞬态动力学分析过程如下：

（1）第一个载荷步

1）设定分析类型为瞬态分析（ANTYPE,TRANS），但关闭瞬态效应（TIMINT,OFF）。

2）施加预应力载荷。

3）若存在应力刚化，则必须开启应力刚化效应（SSTIF,ON），或者开启大变形效应（NLGEOM,ON，目的也在于开启应力刚化效应），进行非线性分析。

4）设置很小的求解时间。

5）写出第一载荷步 jobname.s01。

（2）后续载荷步

按普通瞬态动力学分析进行，开启时间积分效应（TIMINT,ON），不必更改应力刚化设置，特别注意在后续所有载荷步中必须保留初始的预应力载荷不变。

14.5 瞬态动力学分析关键技术

14.5.1 积分时间步长

瞬态分析求解的精度取决于积分时间步长的大小。时间步长越小，精度越高，但太小的时间步长将浪费计算资源，太大的积分时间步长将引发高阶模态响应的误差，从而影响整体响应。要想计算出最优时间步长，应遵循下列准则：

1）解算响应频率时，时间步长应当足够小，以能求解出结构的运动（响应）。

由于结构的动力学响应可以看做是各阶模态响应的组合，时间步长应小到能够解出对整体响应有贡献的最高阶模态。对于 Newmark 时间积分方案，已经发现当时间步长取值 20 倍最高频率时会产生比较合理精度级的解。也就是说，如果 f 表示频率（单位为 Hz），积分时间步长 Δt 应为

$$\Delta t = \frac{1}{20f} \tag{14-2}$$

如果要得到加速度结果，可能要求更小的 Δt 值。

图 14-3 表示了 Δt 值对单自由度弹簧-质量系统周期延长量的影响。可以看到，当取每周 20 或更多个时间点时，引起的周期延长将小于百分之一。

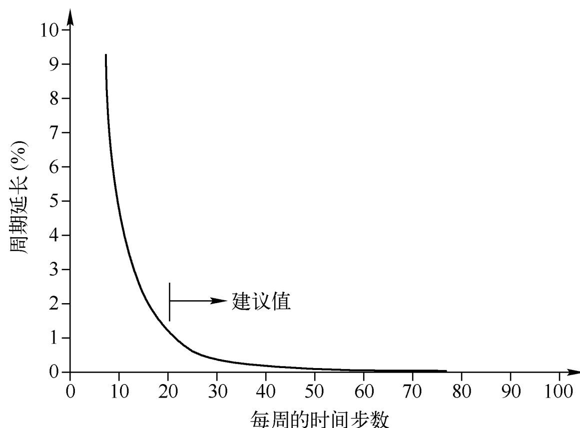


图 14-3 积分时间步长对周期延长的影响

2）解算所加载荷-时间关系曲线时，时间步长应当小到足以“跟随”载荷函数。

响应总是倾向滞后于所施加的载荷，特别是对于阶跃载荷，如图 14-4 所示。在发生阶跃的时间点附近要求采用较小的 Δt（也许小到和 $1/(180f)$ 接近），以紧紧跟随载荷的阶跃变化。

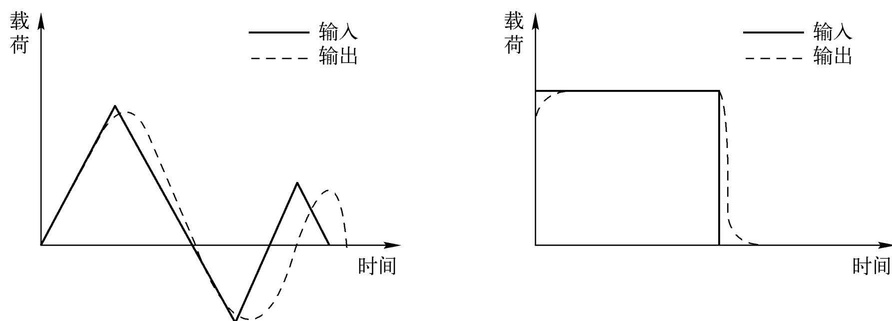


图 14-4 瞬态输入/瞬态响应曲线

3）在涉及接触（碰撞）的问题中，时间步长应当小到足以捕捉到两个接触表面之间的动量传递，否则将发生明显的能量损失，从而碰撞将不会是完全弹性的。

积分时间步长可由接触频率 f_c 确定

$$\Delta t = \frac{1}{nf_c} \tag{14-3}$$

$$f_c = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}} \tag{14-4}$$

式中，k 是间隙刚度；m 是作用在间隙上的有效质量；n 是每周的点数。

要使能量损失最小，每周至少要取 30 个点（n=30）。如果要得到加速度结果，可能要取更大的 n 值。对于缩减法和模态叠加法，应保证 n 不小于 7，以确保求解的稳定性。如果接

触时间和接触质量比整个瞬态过程时间和系统质量小得多，则可以在每周取少于 30 个点（n<30），因为此时能量损失对总体响应的影响很小。

4）解算非线性时，对于大部分问题，满足前面几个准则的时间步长就可捕捉到非线性行为，但也有少数例外情形：当结构在载荷作用下趋于刚化（例如，从弯曲状态变化到薄膜承载状态的大变形问题），则必须求解被激活的高阶模态，使用更小的时间步长。

用合适的准则计算出时间步长后，在具体分析中应该用最小的步长值。可以采用自动时间步长来让 ANSYS 决定在求解中何时增大或减小时间步长。自动时间步长将在第 14.5.2 节进行讨论。

注意：应避免使用极小的时间步长，特别是建立初始条件时，因为过小的数值可能引起数值困难。例如，基于计算时间大小而言，小于相对 10^{-10}数量级的时间步长就会引起数值计算困难。

14.5.2 自动时间步长

自动时间步长（作时间步长优化）试图按响应频率和非线性效果来调整求解期间的积分时间步长。此特征的主要好处是可以减少子步的总数，从而节省计算机资源。同理，采用自动时间步长可以大大减少可能需要进行重新分析（如调节时间步长和非线性等）的次数。如果存在非线性，自动时间步长还会带来另外一个好处：适当地增加载荷并在达不到收敛时回溯到先前收敛的解（二分法）。可以用命令 AUTOTS,ON 激活自动时间步长。

虽然对于所有分析都激活自动时间步长似乎是一个好主意，但在有些情况下自动时间步长也可能是无益的，甚至可能是有害的：

1）只在结构的局部有动力学行为的问题（如涡轮叶片和轮毂组件等），这时系统部件的低频能量部分远远高于高频部分。

2）受恒定激励的问题（如地震载荷等），在这种情形下当不同频率被激活时，时间步长趋于连续变化。

3）运动学问题（刚体运动），在这种情形下刚体运动对响应频率项的贡献将占主导地位。

14.5.3 初始条件

在进行完全法瞬态动力学分析之前，用户需要正确理解建立初始条件和正确使用载荷步。

瞬态动力学分析包含时间函数的载荷。为了定义这样的载荷，用户需要将载荷-时间关系曲线划分成合适的载荷步。载荷-时间曲线上的每个“拐角”对应一个载荷步，如图 4-2 所示。

第一个载荷步通常用来建立初始条件，然后为第二个和后继瞬态载荷步施加载荷并设置载荷步选项。对于每个载荷步，都要指定载荷值和时间值，同时指定其他的载荷步选项，如采用阶梯加载还是斜坡加载方式施加载荷以及是否使用自动时间步长等。然后，将每个载荷步写入载荷步文件，最后一次性求解所有载荷步。

施加瞬态载荷的第一步是建立初始条件（即零时刻时的情况）。瞬态动力学分析要求给

定两种初始条件（因为要求解的方程式（14−1）是两阶的）：初始位移 u_0 和初始速度 $\dot{u}_0$。如果没有进行特意设置，u_0 和 $\dot{u}_0$ 都被假定为零。初始加速度 $\ddot{u}_0$ 通常假定为零，但可以通过在一个小的时间间隔内施加合适的加速度载荷来指定非零的初始加速度。



下面描述了如何施加不同组合形式的初始条件。

（1）零初始位移和零初始速度

这是默认的初始条件，即如果 $u_0 = \dot{u}_0 = 0$，则不需要指定任何条件。在第一个载荷步中可以加上对应于载荷−时间关系曲线的第一个拐角处的载荷。

（2）零初始位移和非零初始速度

非零速度是通过对结构中需指定速度的部分加上小时间间隔上的小位移来实现的。例如，如果 $\dot{u}_0 = 0.25$，则可以通过在时间间隔 0.004 内加上 0.001 的位移来实现，命令流如下：

```
...
TIMINT,OFF              ! 关闭时间积分效应，采用静态计算
D,ALL,UY,0.001          ! 指定小位移（假定速度为 Y 方向）
TIME,0.004              ! 设定时间，初始速度=0.001/0.004=0.25
KBC,0                   ! 设定为斜坡加载，逐步加载强迫位移，保持恒定的初速度
LSWRITE                 ! 写出第一个载荷步，初始条件设置完成
DDEL,ALL,UY             ! 在后续瞬态分析中删除不必要的强制位移
TIMINT,ON               ! 开启时间积分效应，采用瞬态分析
...
```

（3）非零初始位移和非零初始速度

和（2）的情形相似，不过施加的位移是真实数值而非“小”数值。比如，若 $u_0 = 1.0$ 且 $\dot{u}_0 = 2.5$，则应当在时间间隔 0.4 内施加一个值为 1.0 的位移，命令流如下：

```
...
TIMINT,OFF              ! 关闭时间积分效应，采用静态计算
D,ALL,UY,1.0            ! 指定初始位移（假定速度为 Y 方向）
TIME,0.4                ! 设定时间，初始速度=1.0/0.4=2.5
KBC,0                   ! 设定为斜坡加载，逐步加载强迫位移，保持恒定的初速度
LSWRITE                 ! 写出第一个载荷步，初始条件设置完成
DDELE,ALL,UY            ! 在后续瞬态分析中删除不必要的强制位移
TIMINT,ON               ! 开启时间积分效应，采用瞬态分析
...
```

（4）非零初始位移和零初始速度

需要用两个子步（NSUBST,2）来实现，所加位移在两个子步间是阶跃变化的（KBC,1）。如果位移不是阶跃变化的（或只用一个子步），所加位移将随时间变化，从而产生非零初速度。下面的例子演示了如何施加初始条件 $u_0 = 1.0$，$\dot{u}_0 = 0$，命令流如下：

```
...
TIMINT,OFF              ! 关闭时间积分效应，采用静态计算
D,ALL,UY,1.0            ! 指定初始位移（假定为 Y 方向）
TIME,.001               ! 设定小的时间间隔
NSUBST,2                ! 设定两个子步
```

```
KBC,1                  ! 设定为阶跃加载，即位移载荷在第一个子步达到最大
                       ! 值（产生非零速度），第二个子步不变化（速度置零）
LSWRITE                ! 写出第一个载荷步，初始条件设置完成
TIMINT,ON              ! 开启时间积分效应，采用瞬态分析
...
```

（5）非零初始加速度

可以近似地通过在小的时间间隔内指定要加的加速度实现。例如，施加初始加速度为 9.8 的命令如下：

```
...
ACEL,,9.8              ! 施加加速度（假定为Y方向），不关闭时间积分效应，
                       ! 采用瞬态分析
TIME,.001              ! 设定小的时间间隔
NSUBST,2               ! 设定两个子步
KBC,1                  ! 设定为阶跃加载，加速度在第一个子步达到最大值的
                       ! 一半，第二个子步达到最大值
DDELE, ...             ! 删除施加加速度方向（Y方向）的约束，否则初始加
                       ! 速度将不起作用
LSWRITE                ! 写出第一个载荷步，初始条件设置完成
...
```

非零初始位移及/或非零初始速度也可以用 IC 命令进行设置，但应谨慎使用，以避免出现自相矛盾的初始条件，具体细节请参阅 ANSYS 命令参考手册。

14.5.4 阻尼

阻尼是用来度量系统自身消耗振动能量的能力的物理量。大多数系统中都存在阻尼，因此在动力学分析中应当指定阻尼。ANSYS 可以指定如下形式的阻尼：

1）ALPHA 和 BETA 阻尼，也称 Rayleigh 阻尼。

2）与材料相关的阻尼。

3）恒定的材料阻尼系数。

4）恒定的阻尼比。

5）振型阻尼。

6）单元阻尼。

7）材料结构阻尼系数。

可以在模型中指定多种形式的阻尼，ANSYS 按所指定的阻尼之和形成阻尼矩阵[*C*]。

在瞬态动力学分析中，常用 ALPHA 和 BETA 阻尼，具体介绍如下：

ALPHA 阻尼和 BETA 阻尼用于定义 Rayleigh 阻尼常数α和β。阻尼矩阵[*C*]是在这些常数乘以质量矩阵[*M*]和刚度矩阵[*K*]之后计算出来的，即

$$[C]=\alpha[M]+\beta[K] \tag{14-5}$$

命令ALPHAD和BETAD分别用于设置Rayleigh阻尼常数α和β。通常，α和β的值不是直接得到的，而是用振型阻尼比ξ_i计算出来的。ξ_i是某个振型i的实际阻尼和临界阻尼之比（简称阻尼比），通常用实验来测定[10]。如果ω_i是第i阶模态的固有角频率（单位为

UDG/V α和β满足下列关系：

$$\xi_i = \frac{\alpha}{2\omega_i} + \frac{\beta\omega_i}{2} \tag{14-6}$$

为了确定对应给定阻尼比 ξ 的 α 和 β 值，通常假定 α 和 β 之和在某个频率范围内近似为恒定值，如图 14-5 所示。这样，在给定阻尼比 ξ 和一个频率范围（$\omega_1 \sim \omega_2$）之后，解两个并列方程组便可求得 α 和 β：

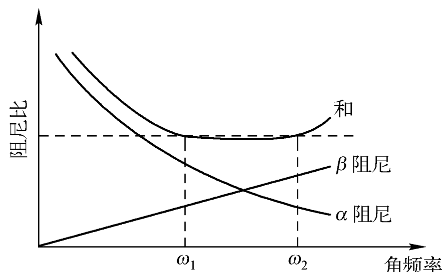


图 14-5 Rayleigh 阻尼

$$\alpha = 2\xi \frac{\omega_1\omega_2}{\omega_1 + \omega_2} \tag{14-7}$$

$$\beta = \frac{2\xi}{\omega_1 + \omega_2} \tag{14-8}$$

在许多实际问题中，ALPHA 阻尼（或称质量阻尼）可以忽略，即 $\alpha=0$。这种情形下，可以由已知的 ξ_i 和 ω_i 计算出 β：

$$\beta = \frac{2\xi_i}{\omega_i} \tag{14-9}$$

由于在一个载荷步中只能输入一个 β 值，因此应该选取该载荷步中最主要的被激活频率来计算 β 值。

14.6 瞬态动力学分析实例

【例 14-1】 工作台-电动机系统瞬态动力学分析。

14.6.1 问题描述

如图 14-6 所示的工作台-电动机系统，当电动机工作时由于转子偏心引起电动机发生简谐振动，这时电动机的旋转偏心载荷是一个简谐激励，计算结构在该激励下的瞬态响应。已知条件如下：

工作台面板：长=2m（X 方向），宽=1m（Y 方向），厚=0.02m（Z 方向）。

工作台 4 条腿的梁几何特性：长=1m（Z 方向），截面宽度=0.01m（X 方向），截面高度=0.02m（Y 方向）。

电动机质心位于工作台正上方 0.1m，电动机质量：m=100kg。

简谐激励 F_x、F_z 的幅值为 100 N，F_z 落后 F_x 90° 的相位角。

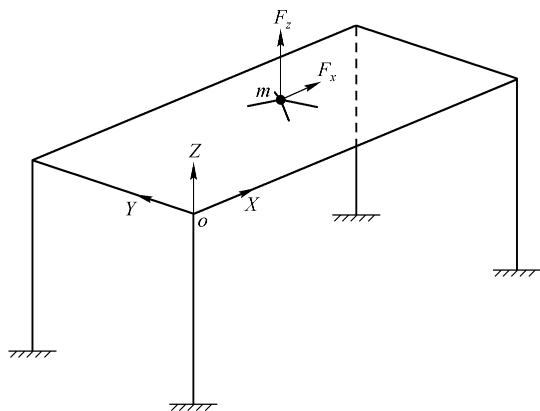


图 14-6 工作台-电动机系统示意图

电动机转动频率为 1Hz。

所有的材料均为钢，其特性：杨氏模量为 2.1×10^{11}Pa，泊松比为 0.3，密度为 7850kg/m^3。

说明：本例采用国际单位制。

14.6.2 瞬态动力学分析求解控制

1）在例 13-1 完成模态分析后，退出后处理器，GUI 方式为 Main Menu > Finish。

2）定义分析类型为瞬态分析，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > New Analysis，如图 14-7 所示。

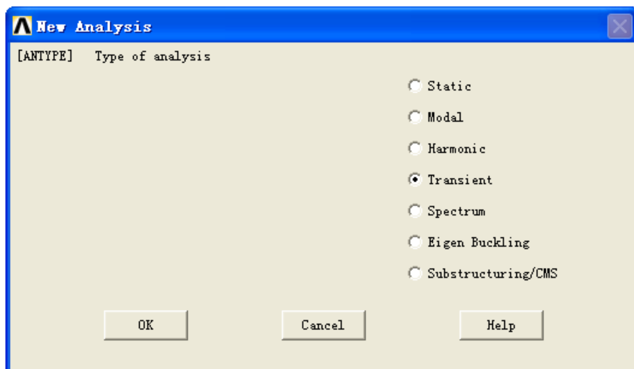


图 14-7 定义分析类型为 Transient

3）单击图 14-7 中的 OK 按钮，弹出 Transient Analysis 对话框，保持默认设置，即完全法，单击 OK 按钮，如图 14-8 所示。

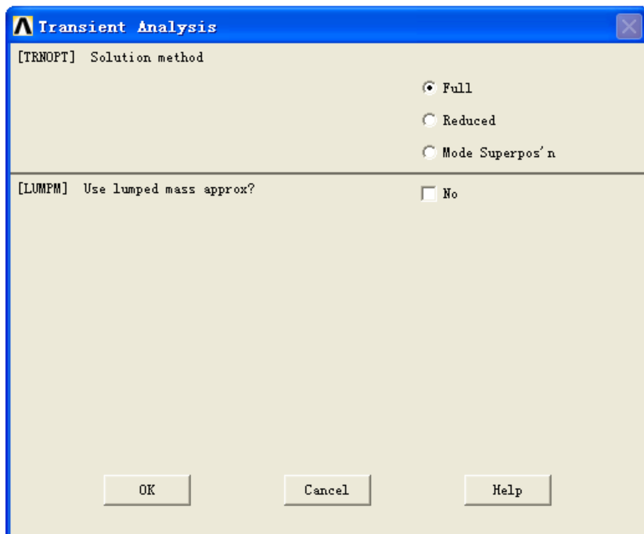


图 14-8 Transient Analysis 对话框

4）设置瞬态分析求解选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > Sol’n Controls，弹出求解控制对话框，在 Basic 选项卡中设置求解结束时间为 40s，关闭时间步长控制，设置积分时间步长为 0.05s，将所有求解数据写入结果文件，写入频率为每个子步，如图 14-9 所示。在 Transient 选项卡中开启时间积分效应，采用斜坡载荷加载，阻尼系数 ALPHA=0.2285，BETA=5.787E-4，如图 14-10 所示。

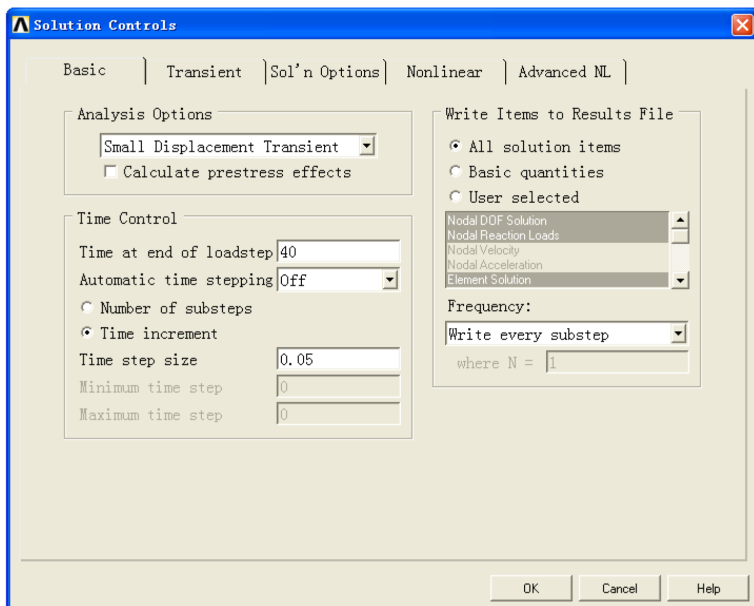


图 14-9 Solution Controls 对话框-Basic 选项卡

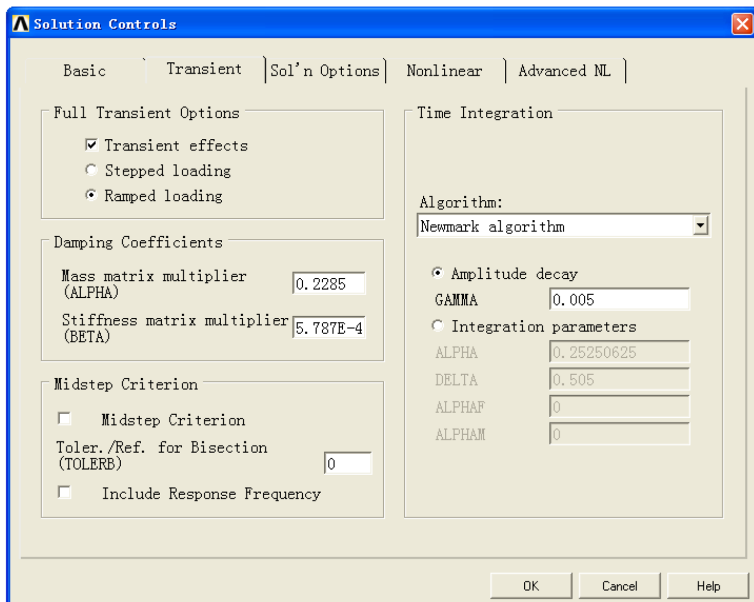


图 14-10 Solution Controls 对话框-Transient 选项卡

说明：① 设置 40s 的求解结束时间是为了使结构响应趋于稳定。

② 由式（14−2）计算积分时间步长。工作台−电动机系统的一阶模态频率（约 1Hz）对结构振动贡献最大，故取 f=1Hz，得 Δt =0.05s。

③ 由式（14−7）和式（14−8）计算阻尼系数 ALPHA 和 BETA。设阻尼比ζ=2%，假设 ALPHA 和 BETA 之和在 1~10Hz 频率范围内（涵盖一~四阶模态）近似为恒定值，则 $\omega_1 = 2\pi$，$\omega_2 = 20\pi$，代入式（14−7）和式（14−8），可求得 ALPHA=0.2285，BETA=5.787E−4。

14.6.3 定义载荷函数

本例通过两个载荷函数来定义载荷。

1）为 F_x 定义函数 FUNC1。GUI 方式为 Parameters > Functions > Define/Edit，在函数编辑器中设置 Result=100*sin（2*{PI}*{TIME}），如图 14−11 所示。可绘制当前定义的函数图像，如图 14−12 所示，可知函数幅值为 100，频率为 1Hz。

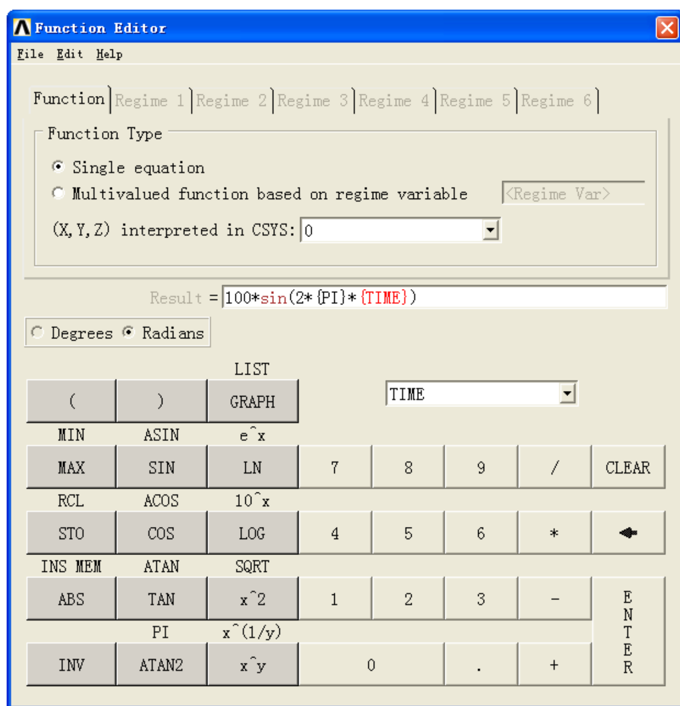


图 14−11 Function Editor 对话框

2）将定义的函数保存为 FUNC1.func。

3）为 F_z 定义函数 FUNC2。F_z 落后 F_x 90° 的相位角，故 FUNC2 为分段函数。对于 Function 选项卡，选择 Multivalued function based on regime variable，设置<Regime Var>={TIME}，以时间作为横坐标（见图 14−13）。对于 Regime 1 选项卡，设置<Regime Var>的区间为 0~0.25s，Result=0*{TIME}（见图 14−14）。对于 Regime 2 选项卡，设置<Regime Var>的区间为 0.25~100s，Result= 100*sin（2*{PI}*{TIME}−0.5*{PI}）（见图 14−15）。

可绘制当前定义的函数图像，如图 14-16 所示，可知函数幅值为 100，频率为 1Hz，且相位落后 F_x 90° 。

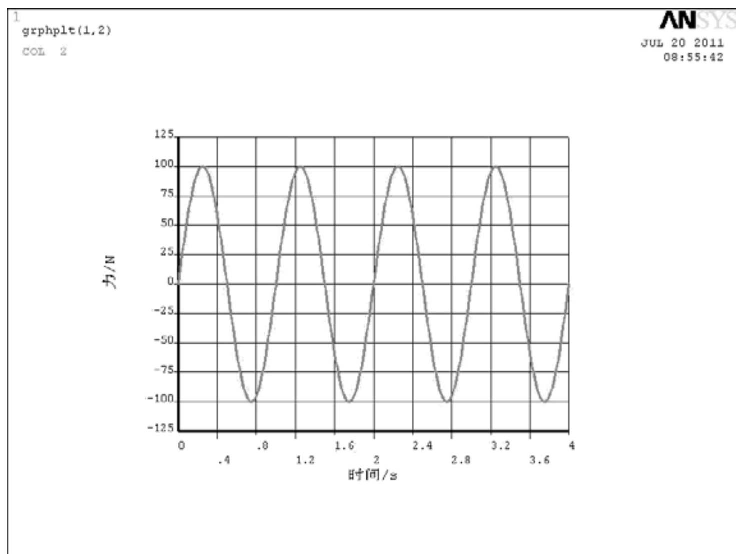


图 14-12 函数图像

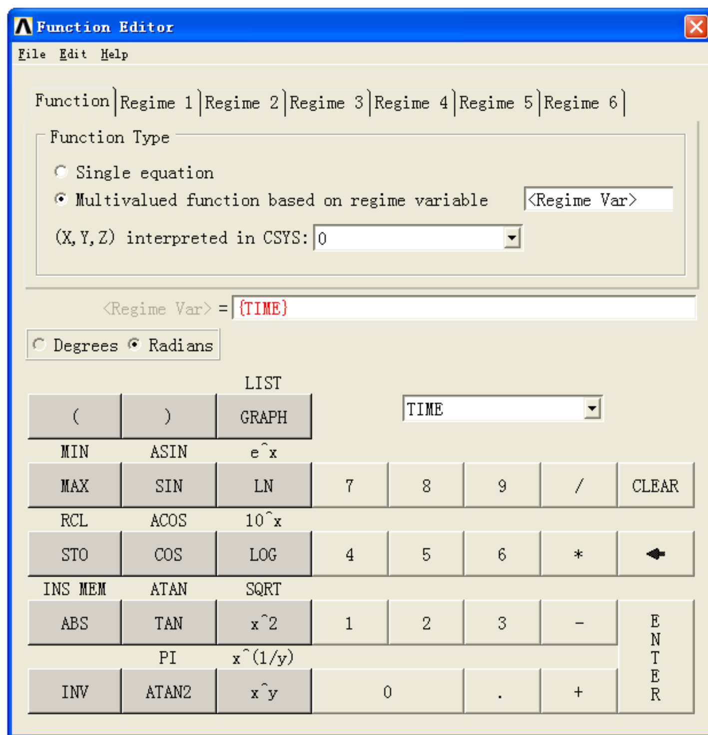


图 14-13 Function Editor 对话框-Function 选项卡

4）将定义的函数保存为 FUNC2.func。

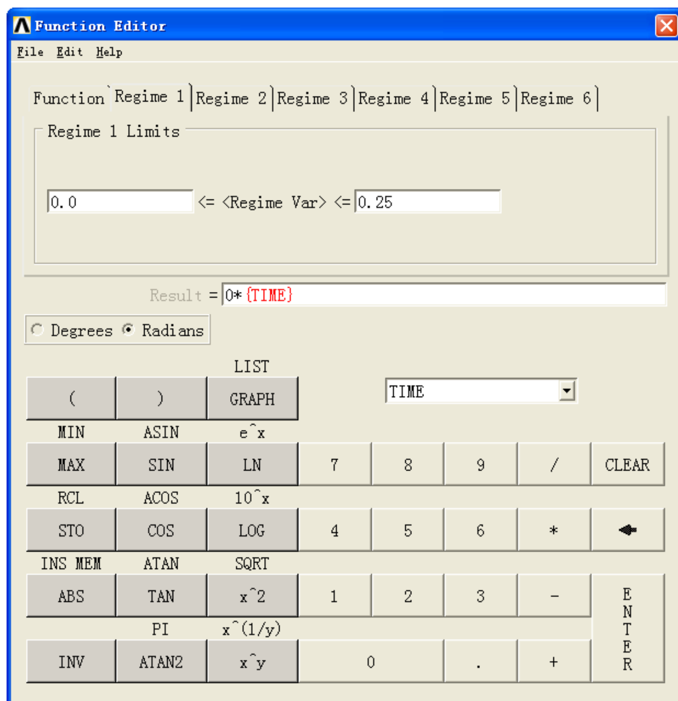


图 14-14　Function Editor 对话框-Regime 1 选项卡

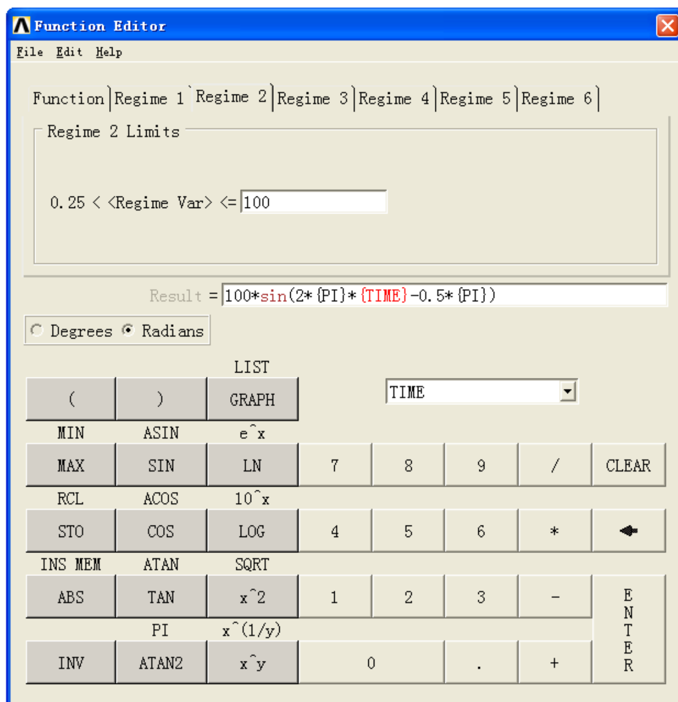


图 14-15　Function Editor 对话框-Regime 2 选项卡

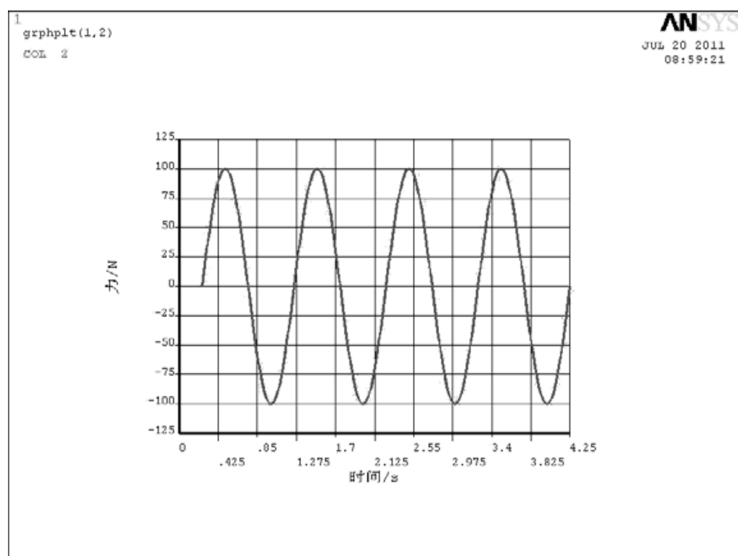


图 14-16 函数图像

14.6.4 载荷定义

1）读入函数 FUNC1.func。GUI 方式为 Parameters > Functions > Read From File，打开函数 FUNC1.func，并设置 Table parameter name 为 FORCEX，如图 14-17 所示。

2）读入函数 FUNC2.func。GUI 方式为 Parameters > Functions > Read From File，打开函数 FUNC2.func，并设置 Table parameter name 为 FORCEZ，如图 14-18 所示。

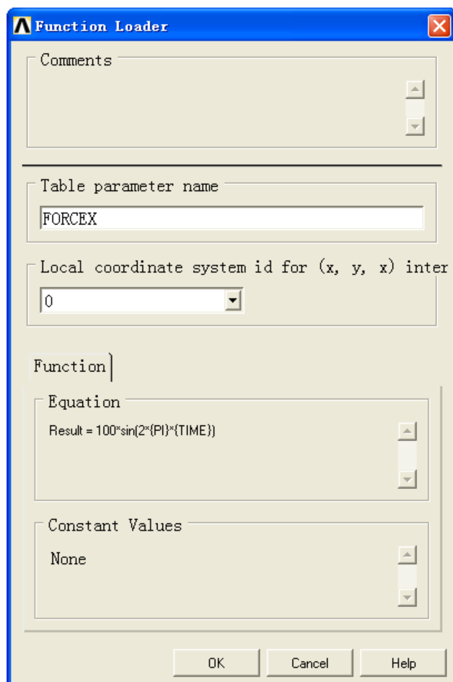


图 14-17 读入函数 FUNC1.func

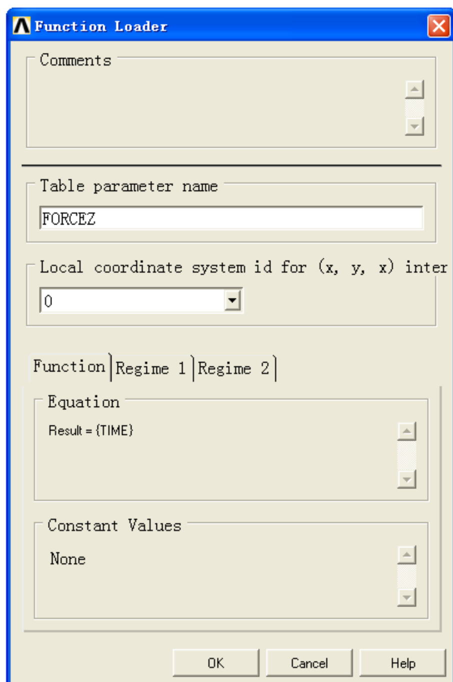


图 14-18 读入函数 FUNC2.func

3）施加简谐载荷 F_x。GUI 方式为 Main Menu > Solution > Define Loads > Apply > Force/Moment > On Nodes，选择质量点，设置力的方向为 FX，Apply as 选择 Existing table，如图 14-19 所示。单击 OK 按钮，再选择 FORCEX，如图 14-20 所示。

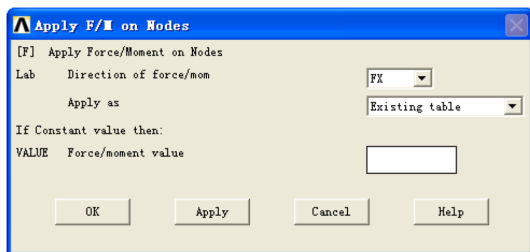


图 14-19 施加简谐力 F_z

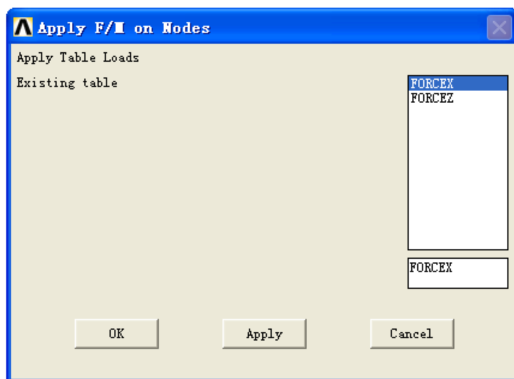


图 14-20 施加表格力-FORCEX

4）施加简谐载荷 F_z。GUI 方式为 Main Menu > Solution > Define Loads > Apply > Force/Moment > On Nodes，选择质量点，设置力的方向为 FZ，Apply as 选择 Existing table，如图 14-21 所示。单击 OK 按钮，再选择 FORCEZ，如图 14-22 所示。

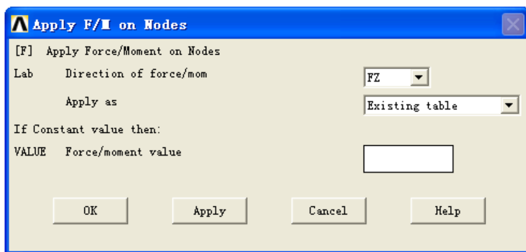


图 14-21 施加简谐力 F_z

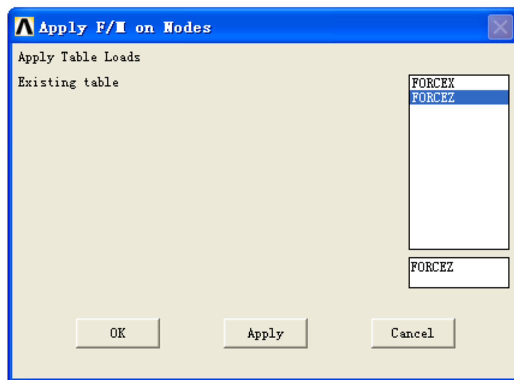


图 14-22 施加表格力-FORCEZ

14.6.5 求解并查看结果

执行求解命令：

```
/SOLU
SOLVE
```

或者采用 GUI 方式提交求解：

Main Menu > Solution > Solve > Current LS

1）进入时间历程后处理器 POST26，利用 Variable Viewer 定义并绘制工作台台面中点的

X 方向位移–时间曲线，如图 14–23 所示。

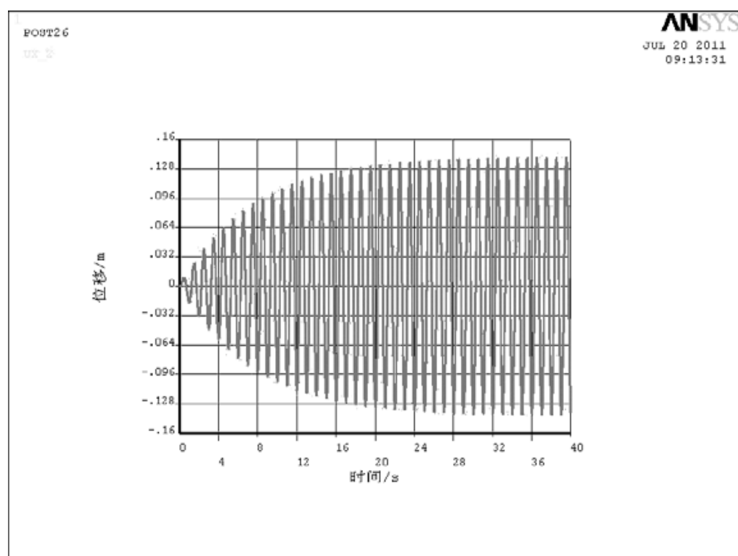


图 14–23　工作台台面中点的 X 方向位移–时间曲线

由图 14–23 可知，在简谐力 F_x 和 F_z 的作用下，工作台产生了正弦振动。在振动初期，振幅逐渐增大，直至达到最大振幅（0.140405m）。从振动曲线还可以看出，工作台的振动频率与激振频率相同（1Hz）。

2）进入普通后处理器 POST1，查看 39.55s 的结果，如图 14–24 所示。

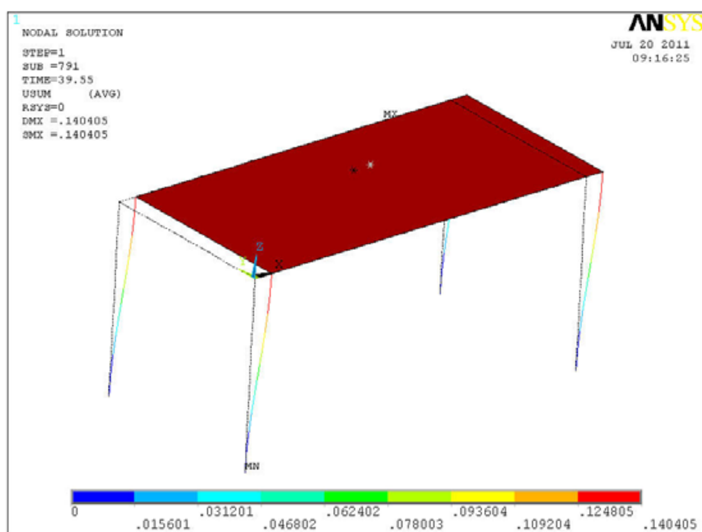


图 14–24　工作台的位移云图

3）工作台稳态振动的振幅为 0.140405m。将瞬态计算结果与谐响应分析结果（振幅为 0.148565m）对比可知，两种方法计算的结果非常接近，但瞬态分析还可计算结构初期的瞬



态效应，而谐响应分析只能计算结构的稳态响应。

4）将阻尼系数修改为 ALPHA=0，BETA=6.366E−3，重新计算，提取工作台台面中点的 *X* 方向位移−时间曲线，如图 14−25 所示。

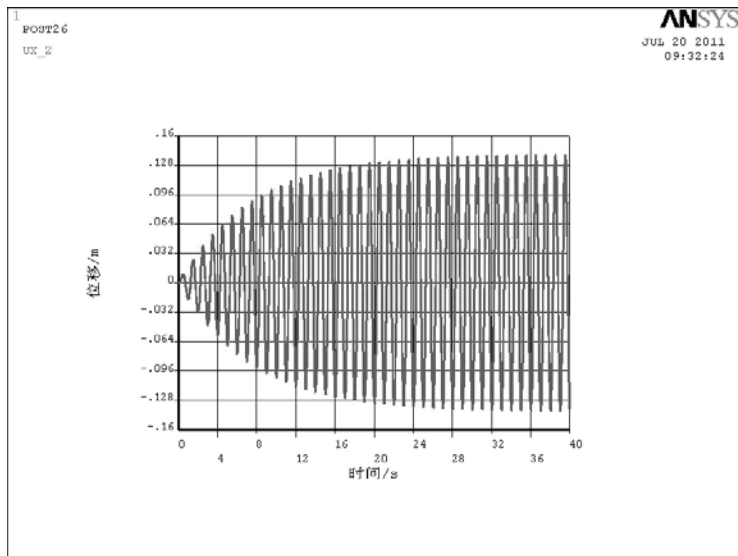


图 14−25　工作台台面中点的 *X* 方向位移−时间曲线

对比图 14−25 和图 14−23，可知两种计算结果非常接近，这说明在许多实际问题中，ALPHA 阻尼可以忽略。这种情形下，可以由已知的阻尼比ζ=2%和主要的被激活频率 1Hz（$\omega = 2\pi$）由式（14−9）计算出 BETA=6.366E−3。

14.7　有预应力的瞬态动力学分析实例

【例 14−2】 钢丝预应力瞬态动力学分析。

14.7.1　问题描述

截面形状为圆形（直径 *d*=0.25mm）的钢丝，在力 F_1=30N 的拉力作用下绷紧于两个刚性支点间，再将钢丝的 1/4 长度处沿 *Y* 方向拨动 5mm，然后突然放开 *Y* 方向的约束，如图 14−26 所示。求钢丝在 *X*−*Y* 平面的瞬态响应。

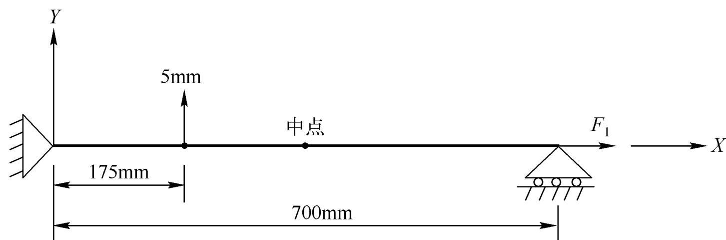


图 14−26　有预应力的钢丝

钢丝的材料特性：杨氏模量为210GPa，泊松比为0.3，密度为7850kg/m^3。

说明：与例 12-2 相同，本例采用的单位制为 mm（长度）、N（力）、MPa（应力）、ton（质量）和 s（时间）。

14.7.2 第一载荷步求解控制

第一载荷步用于设置初始条件，即拉力 F_1 和横向拨动的位移（5mm）。

1）在例 12-2 完成模态分析后，退出后处理器，GUI 方式为 Main Menu > Finish。

2）定义分析类型为瞬态分析，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > New Analysis，如图 14-7 所示。

3）单击图 14-7 中的 OK 按钮，弹出 Transient Analysis 对话框，保持默认设置，即完全法，单击 OK 按钮，如图 14-8 所示。

4）设置瞬态分析求解选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > Sol'n Controls，弹出求解控制对话框，在 Basic 选项卡中开启大变形效应，以包含应力刚化效应，设置求解结束时间为 1E-6s，关闭时间步长控制，设置载荷子步为 2，将所有求解数据写入结果文件，写入频率为每个子步，如图 14-27 所示。在 Transient 选项卡中关闭时间积分效应，采用阶跃载荷加载，阻尼系数 ALPHA=0，BETA=3.183E-5，如图 14-28 所示。

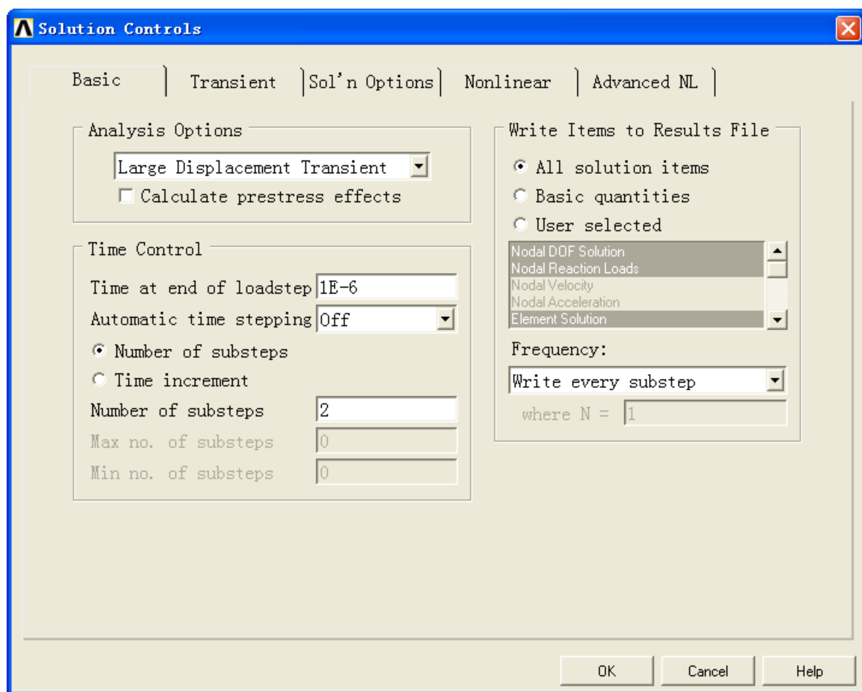


图 14-27 Solution Controls 对话框-Basic 选项卡

说明：本例忽略 ALPHA 阻尼，设阻尼比ζ=2%，一阶频率（约 200Hz，$\omega = 400\pi$）为主要的被激活频率，由式（14-9）计算出 BETA=3.183E-5。

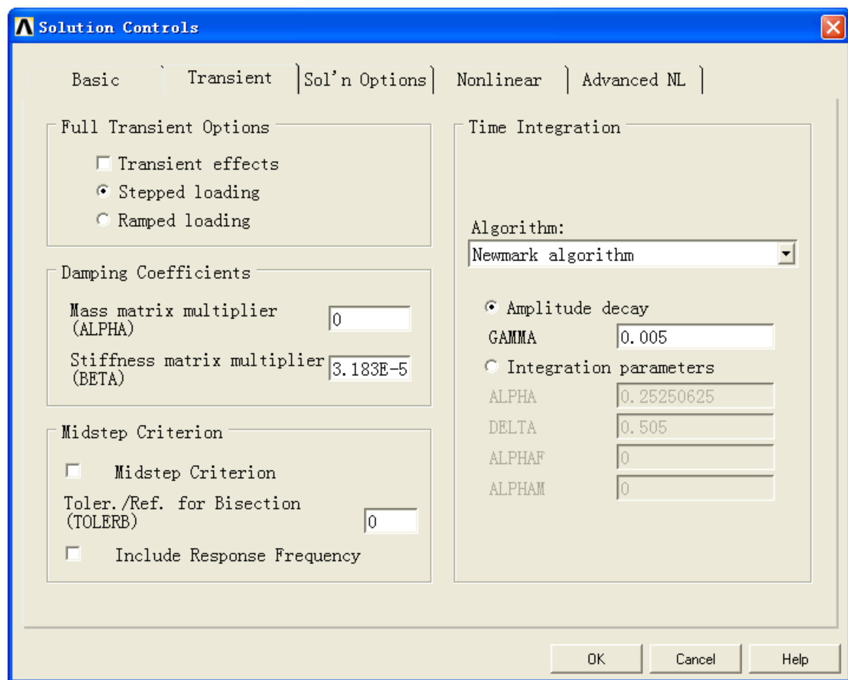


图 14-28　Solution Controls 对话框-Transient 选项卡

14.7.3 边界条件定义

1）在预应力模态分析中约束了钢丝右端点的 UX 自由度，此时应该将其删除。

2）设置钢丝 1/4 长度处节点的自由度 UY=5mm。

14.7.4 载荷定义

在预应力模态分析中删除了钢丝右端点的拉力 F_1，此时应该重新添加拉力 F_1 =30N。

14.7.5 写出载荷步 1

输入命令：LSWRITE,1

14.7.6 第二载荷步求解控制

第二载荷步用于突然放开横向约束（5mm）之后的瞬态分析。

设置瞬态分析求解选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > Sol'n Controls，弹出求解控制对话框，在 Basic 选项卡中开启大变形效应，以包含应力刚化效应，设置求解结束时间为 0.05s，关闭时间步长控制，设置积分时间步长为 2.5E-4s，将所有求解数据写入结果文件，写入频率为每个子步，如图 14-29 所示。在 Transient 选项卡中开启时间积分效应，采用阶跃载荷加载，阻尼系数 ALPHA=0，BETA=3.183E-5，如图 14-30 所示。

说明：由式（14-2）计算积分时间步长。钢丝有预应力的一阶模态频率（约 200Hz）对结构振动贡献最大，故取 f=200Hz，得 Δt =2.5E-4s。

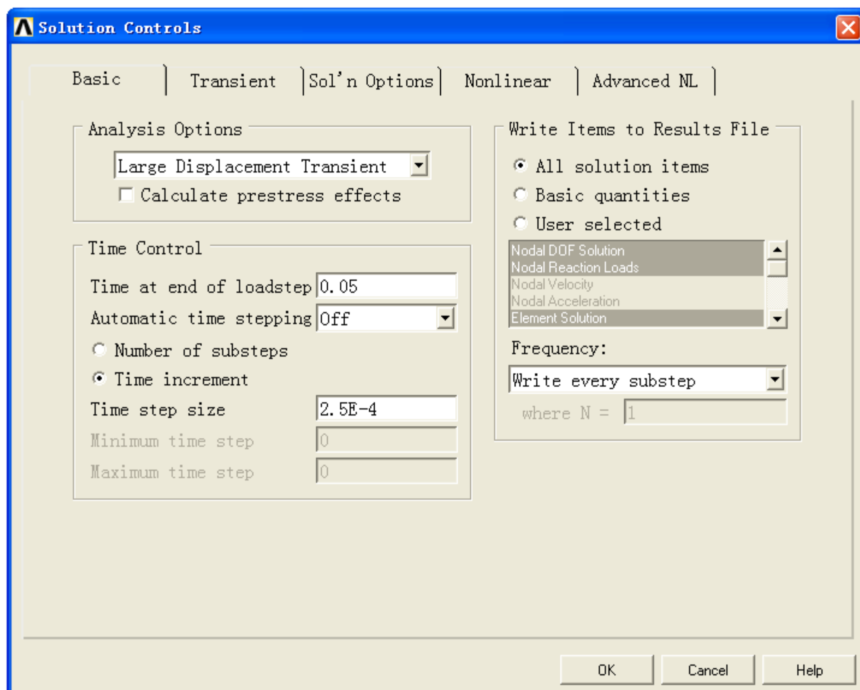


图 14-29 Solution Controls 对话框-Basic 选项卡

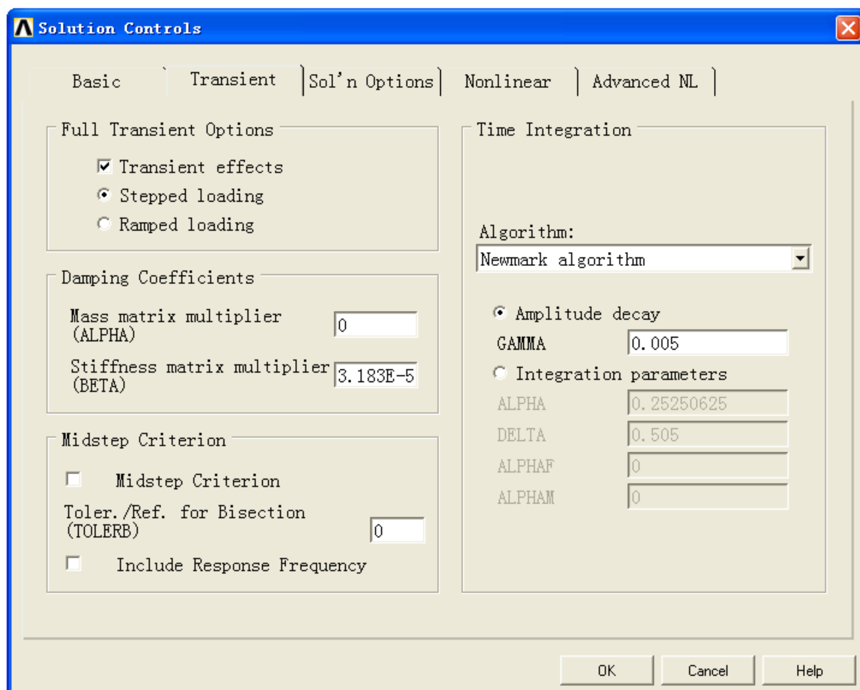


图 14-30 Solution Controls 对话框-Transient 选项卡

14.7.7 边界条件定义

删除钢丝 1/4 长度处节点的自由度约束 UY，以模拟突然放开横向约束。

14.7.8 载荷定义

应保留初始条件中的拉力 F_1，不做任何更改。

14.7.9 写出载荷步 2

输入命令：LSWRITE,2

14.7.10 求解并查看结果

执行求解命令：

```
/SOLU
LSSOLVE,1,2,1
```

或者采用 GUI 方式提交求解：

Main Menu > Solution > Solve > From LS Files

进入时间历程后处理器 POST26，利用 Variable Viewer 定义并绘制钢丝中点的 *Y* 方向位移–时间曲线，如图 14–31 所示。

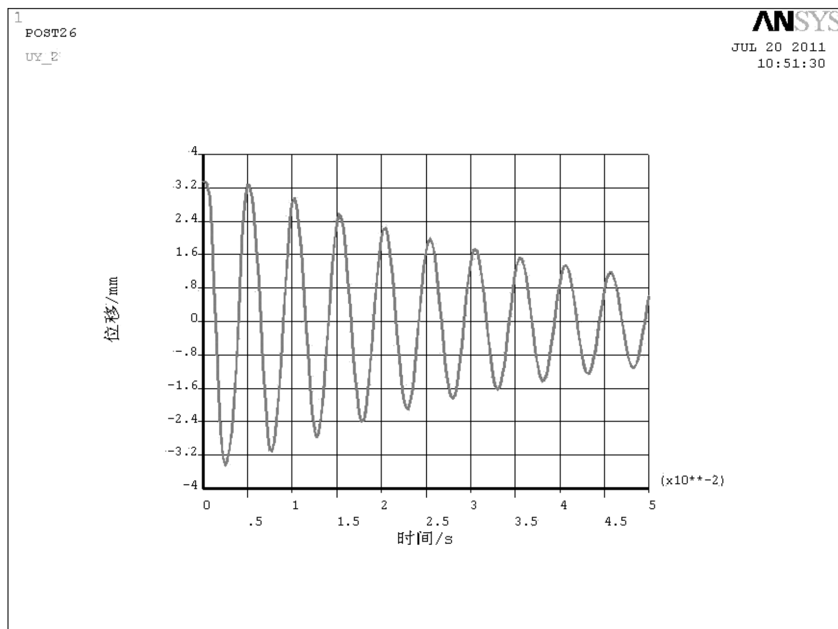


图 14–31　钢丝中点的 *Y* 方向位移–时间曲线

由图 14–31 可知，突然放开横向约束之后，钢丝中点产生了自由振动，由于存在阻尼，振幅不断减小，而振动频率非常接近一阶模态频率（约 200Hz）。

14.8 本章小结



1）瞬态动力学分析可包含所有类型的非线性。相对于其他分析技术（如静力分析、模态分析、谐响应分析和响应谱分析等），瞬态动力学分析更接近工程实际，因此得到广泛应用。

2）完全法是最简单、最有效、最精确的方法，且可以包含预应力效应。

3）尽管基于完全法的瞬态分析无需进行模态分析，但为了设置合适的积分时间步长，在瞬态分析之前，应先进行模态分析。

4）瞬态分析通常包含多个载荷步，第一个载荷步用来建立初始条件（包括预应力条件），后继载荷步用于瞬态分析。

5）瞬态动力学分析需求解多个载荷子步，计算量较大。

第 15 章　响应谱分析

本章主要介绍响应谱分析的基本原理和分析步骤，给出了利用 HyperMesh 进行单点响应谱分析和多点响应谱分析前处理的实例，并解释了响应谱分析的结果。

15.1　概述

响应谱是单自由度系统对冲击载荷的峰值响应（不大于静态响应的两倍）与其固有频率间的函数关系。响应谱分析是一种将模态分析与响应谱联系起来计算结构承受瞬态冲击载荷作用时产生的最大响应的分析技术。响应谱分析是快速进行瞬态分析的一种替代解决方案，它广泛应用于核电厂建筑的地震响应分析、机电电子设备的冲击载荷分析和商业建筑的地震响应分析等。

与承受周期性载荷或简谐载荷的结构相比较，对承受冲击载荷的结构来说，阻尼对控制结构的最大响应就显得不太重要了。因为在冲击载荷作用下，结构在很短的时间内就达到了峰值响应。在这之前，阻尼还来不及从结构吸收太多的能量。因此，响应谱分析可以不计阻尼。

由于响应谱分析基于模态分析技术，因此，响应谱分析也是线性分析。任何非线性特性，如塑性和接触（间隙）单元等，即使定义了也将被忽略。

15.2　响应谱分析的类型

ANSYS 的响应谱分析有两种类型：单点响应谱分析（Single-Point Response Spectrum，SPRS）和多点响应谱分析（Multi-Point Response Spectrum，MPRS）。单点响应谱是指在模型的一个点集（如在所有支撑处）定义相同的响应谱曲线，多点响应谱是指在模型的不同点集上定义不同的响应谱曲线，如图 15−1 所示。

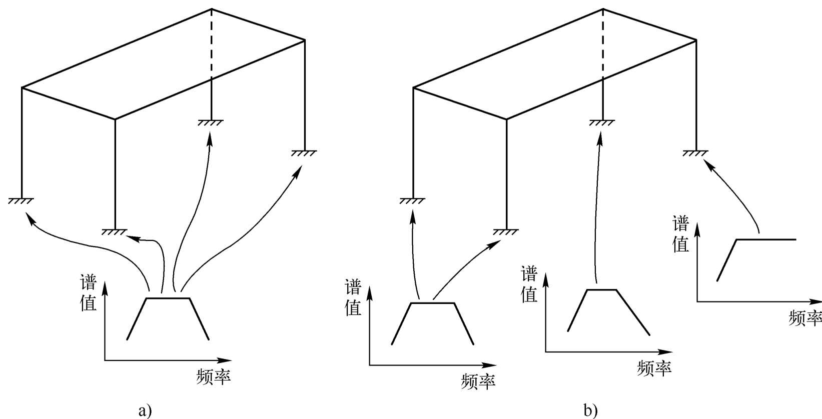


图 15−1　单点响应谱和多点响应谱

a) 单点响应谱　b) 多点响应谱

15.3　单点响应谱分析的基本步骤

15.3.1　建立有限元网格模型

根据实际问题的特点，对所分析的问题进行初步计划；建立反映真实物理情况的 CAD 模型或简化的 CAD 模型，并对其划分有限元网格；定义单元类型、单元选项、实常数、截面特性和材料特性。

在进行响应谱分析时，要注意如下内容：

1）只有线性行为是有效的，如果指定了非线性单元，它们将被当做是线性的。例如，如果分析中包含了接触单元，则系统取其初始状态的刚度值并且不再改变此刚度值。

2）材料特性可以是线性的、各向同性的或正交各向异性的、恒定的或与温度相关的。

3）必须指定杨氏模量 EX（或某种形式的刚度）和密度 DENS（或某种形式的质量）。

15.3.2　获得模态解

结构的模态解（固有频率和振型）是计算谱解所必需的。第 12 章讲解了模态分析的基本过程，这里还需注意以下几点：

1）应使用分块 Lanczos 法（默认）、PCG Lanczos 法、超节点法或缩减法提取模态，其余分析方法对下一步的响应谱分析是无效的。

2）所提取的模态数目应足以表征在感兴趣的频率范围内结构所具有的响应，模态频率范围应覆盖响应谱频率范围的 1.5 倍。

3）为简化分析过程并提高分析精度，在模态分析中应扩展所有模态。

4）必须在施加激励谱的位置添加自由度约束。

15.3.3　设置单点响应谱分析求解控制选项

模态分析完成后，重新进入求解器，并定义分析类型为谱分析（ANTYPE，SPECTR），再通过谱分析对话框设置求解选项，如图 15-2 所示。

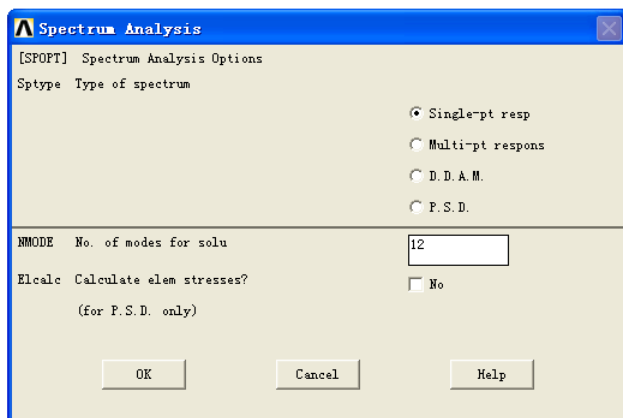


图 15-2　Spectrum Analysis 对话框

图 15−2 中定义了单点响应谱分析，并设置求解所需的模态数为 12。

15.3.4 施加边界条件及载荷

响应谱的类型可以是位移、速度、加速度、力或 PSD。除力谱外，其余所有谱都是地震谱，即假定它们都作用于结构的基础上。谱值−频率曲线既可通过 GUI 方式定义，也可通过命令流方式定义，详见例 15−1。

15.3.5 合并模态

对于响应谱分析，ANSYS 提供了 5 种模态合并方法：

1）SRSS（Square Root of Sum of Squares）法

2）CQC（Complete Quadratic Combination）法

3）DSUM（Double SUM）法

4）GRP（Grouping）法

5）NRLSUM（Naval Research Laboratory SUM）法

模态合并方法的具体示例详见例 15−1。

15.3.6 求解

在执行求解命令之前，可将当前模型进行备份，以便以后可恢复模型。

执行求解命令：

```
/SOLU
SOLVE
```

或者采用 GUI 方式提交求解：

```
Main Menu>Solution>Solve>Current LS
```

15.3.7 查看结果

单点响应谱分析的结果是以 POST1 命令的形式写入模态合并文件（Jobname.mcom）中的，这些命令依据某种方式（模态合并方法指定的）计算结构的最大响应。响应包括总位移（或速度，或加速度）、总应力（或应力速度，或应力加速度）、总应变（或应变速度，或应变加速度）和总反作用力（或总反作用力速度，或总反作用力加速度）。

首先进入普通后处理器 POST1，再读入 Jobname.mcom 文件，查看结果。

15.4 多点响应谱分析的基本步骤

多点响应谱分析的建模和模态分析要求与单点响应谱相同，详见第 15.3.1 和第 15.3.2 节。

15.4.1 设置多点响应谱分析求解控制选项

模态分析完成后，重新进入求解器，并定义分析类型为谱分析（ANTYPE，SPECTR），再通过谱分析对话框来设置求解选项，如图 15−3 所示。

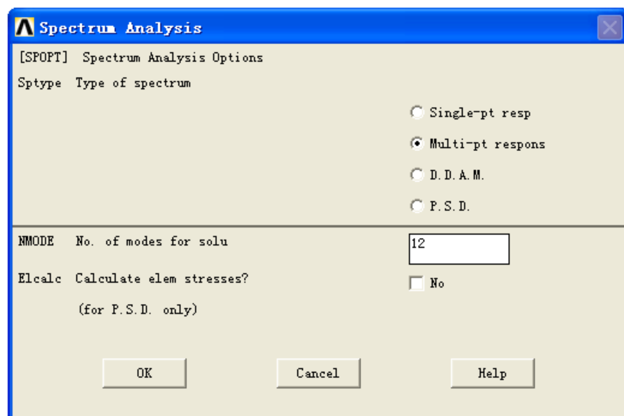


图 15-3　Spectrum Analysis 对话框

图 15-3 中定义了多点响应谱分析，并设置求解所需的模态数为 12。

15.4.2　施加边界条件及载荷

谱值-频率曲线应通过命令流方式定义，详见例 15-2。

15.4.3　计算参与系数

参与系数代表每阶模态在特定方向上对变形（应力）的贡献，详见例 15-2。

注意：对每一组响应谱，需重复执行步骤 15.4.2 和步骤 15.4.3。

计算参与系数后，还需合并模态、提交求解、查看结果，这些过程与单点响应谱分析相同，详见第 15.3.5~15.3.7 节。

15.5　单点响应谱分析实例

【例 15-1】 板壳-梁结构单点响应谱分析。

15.5.1　问题描述

板壳-梁结构模型如图 15-4 所示，计算结构在 *Y* 方向位移响应谱（见表 15-1）作用下的响应。已知条件如下：

板壳厚度为 0.005m。

梁截面为正方形，长=宽=0.01m。

表 15-1　响应谱

频率/Hz	0.5	1.0	2.4	3.8	17	18	20	32
位移/10^{-3}m	1.0	0.5	0.9	0.8	1.2	0.75	0.86	0.2

所有材料均为钢，其特性：杨氏模量为 2.1×10^{11}Pa，泊松比为 0.3，密度为 7850kg/m^3。

说明：本例采用国际单位制。

15.5.2 网格划分

本例的几何模型较简单，可直接在 HyperMesh 中建立面和线的模型，再划分网格。

1）将 3 层板壳分别划分为 50 个四边形单元，并放置于 plate 组件集。

2）将 6 个支腿分别划分为 18 个一维单元，并放置于 leg 组件集。

3）为方便进行多点响应谱分析和多点随机振动分析，将图 15-4 中编号为 1、2、3 的节点放置于 base1 节点集，将编号为 4、5、6 的节点放置于 base2 节点集。

注意：对于本例，梁单元与板壳单元的连接可采用节点耦合法。

图 15-5 所示为板壳-梁结构的有限元网格模型。

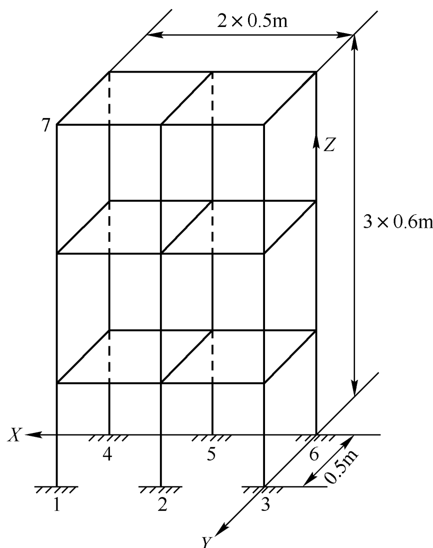


图 15-4　板壳-梁结构模型

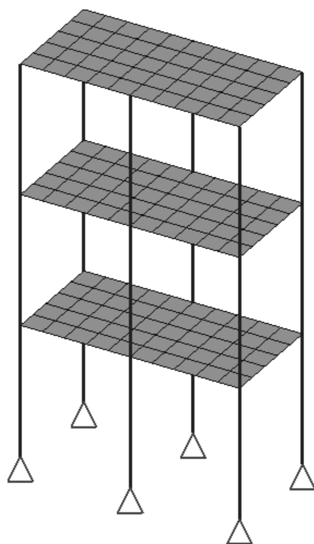


图 15-5　板壳-梁结构的有限元网格模型（含边界条件）

15.5.3 单元定义

1）板壳选用 SHELL181 单元，并设置 K3=2，采用非协调模式的完全积分方法，以提高计算精度。

2）支腿选用 BEAM188 单元，并设置 K3=3，设置单元形函数为三次式，以获取较高的计算精度。

15.5.4 设置实常数

设置 SHELL181 单元的实常数 TKI（1）=0.005m，以定义板壳的厚度。

15.5.5 定义梁截面

支腿截面为正方形，定义截面的方法详见例 3-2。需要注意的是，截面类型应选择

RECT，并设置 Dimension(a)=0.01m，Dimension(b)=0.01m。

15.5.6 材料定义

所有材料均为钢，杨氏模量EX为 2.1E11Pa，泊松比NUXY为 0.3，密度DENS为 7850kg/m^3。

15.5.7 边界条件定义

6 个支腿固定在地面，约束支腿底部（共 6 个节点）的 6 个自由度，并将约束载荷放置于载荷集 constraints 中，如图 15−5 所示。

15.5.8 模态分析

为进行响应谱分析，必须先进行模态分析，相关内容详见第 12 章。

1）将模型导出为.cdb 文件，并输入到 ANSYS。

2）计算前 12 阶模态频率，列于表 15−2。图 15−6~图 15−9 分别为前四阶模态振型。

表 15−2 板壳−梁结构的前 12 阶模态频率

阶数	1 阶	2 阶	3 阶	4 阶	5 阶	6 阶	7 阶	8 阶	9 阶	10 阶	11 阶	12 阶
频率/Hz	2.6638	2.7205	3.9141	8.3730	8.4891	12.198	14.100	14.161	20.606	45.736	47.021	49.472

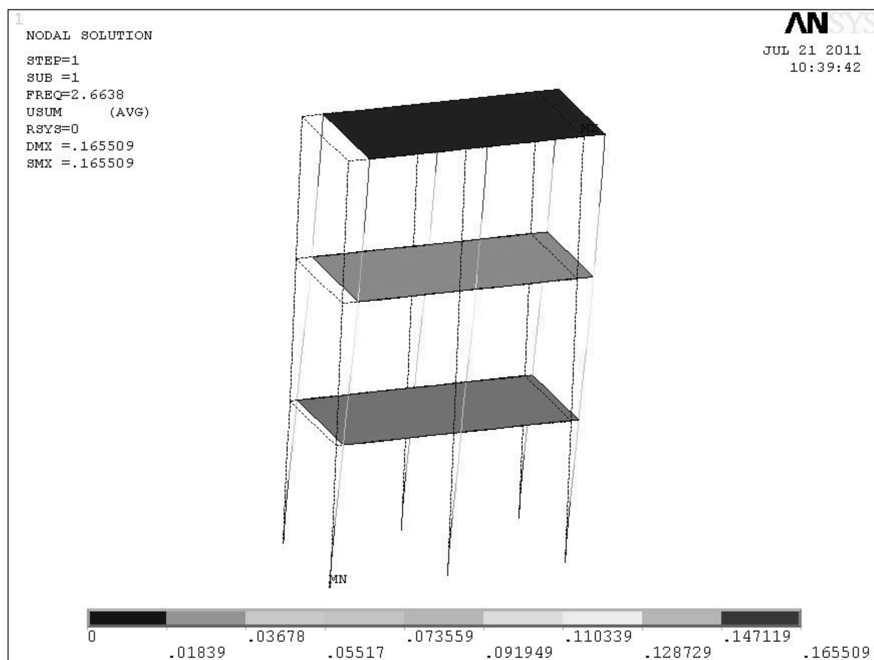


图 15−6 第一阶模态振型

注意：在模态分析中，应开启计算单元结果选项。

说明：前 12 阶模态频率已覆盖响应谱频率范围的 1.5 倍（48Hz）。

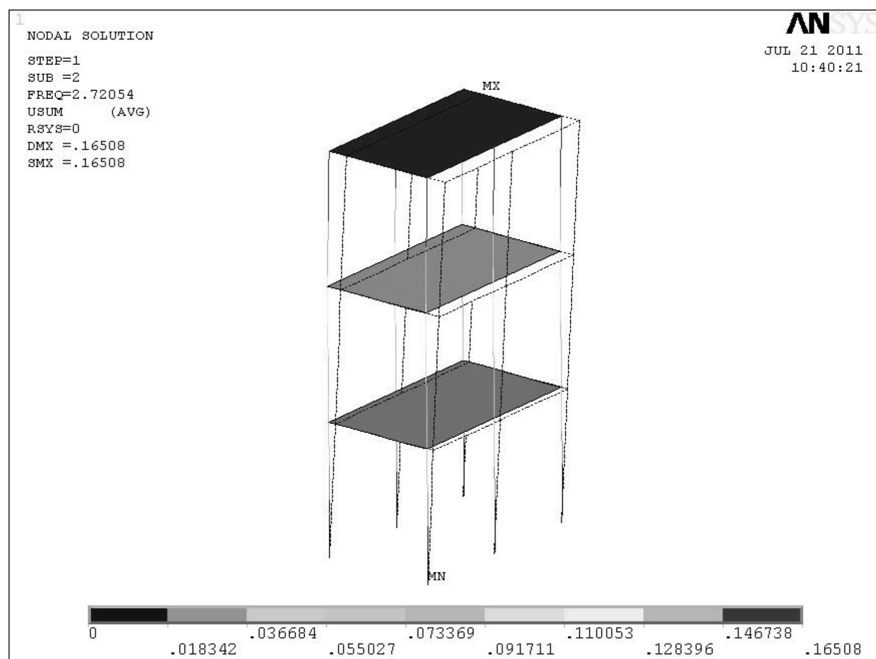


图 15-7　第二阶模态振型

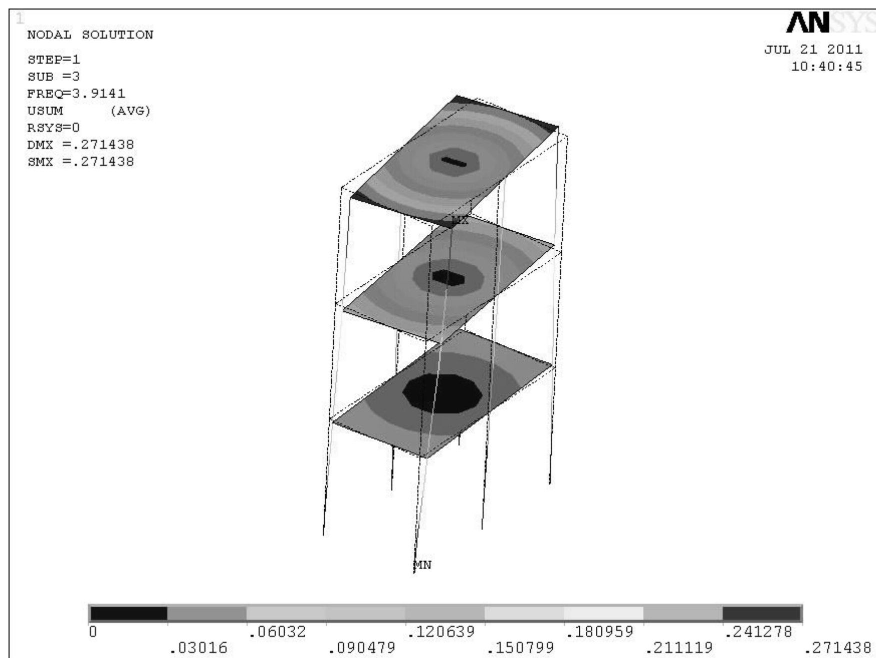


图 15-8　第三阶模态振型

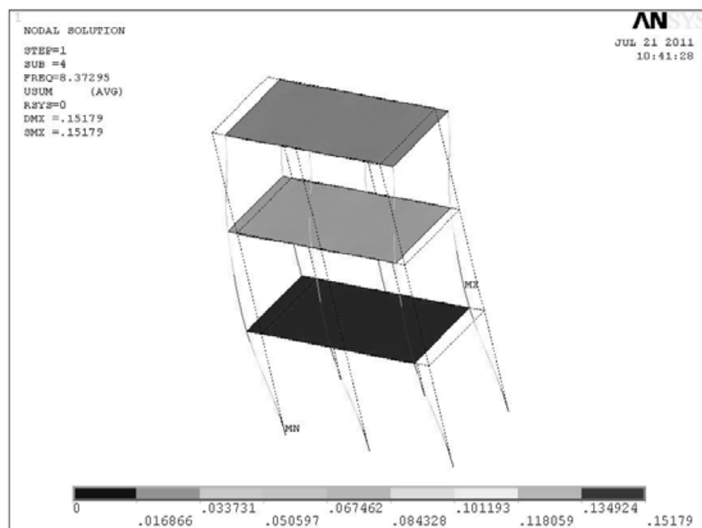


图 15-9　第四阶模态振型

15.5.9 单点响应谱分析求解控制

1）完成模态分析后，退出后处理器，GUI 方式为 Main Menu > Finish。

2）定义分析类型为谱分析，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > New Analysis，如图 15-10 所示。

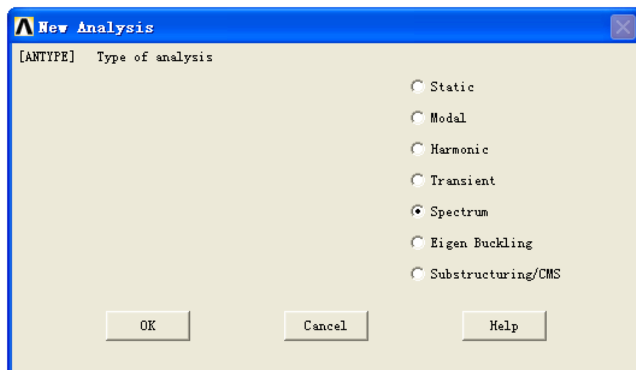


图 15-10　定义分析类型为 Spectrum

3）设置单点响应谱分析求解选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > Analysis Options，选择 Single-pt resp，并设置求解所需的模态数为 12，如图 15-2 所示。

15.5.10 载荷定义

1）设置载荷选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Spectrum > Single Point > Settings，设置响应谱类型为 Seismic displac，即地震位移谱，激振方向由 coordinates of point 控制，本例的载荷为 *Y* 方向，故应设置 SEDX=0，SEDY=1，SEDZ=0，

其余按默认设置，如图 15-11 所示。

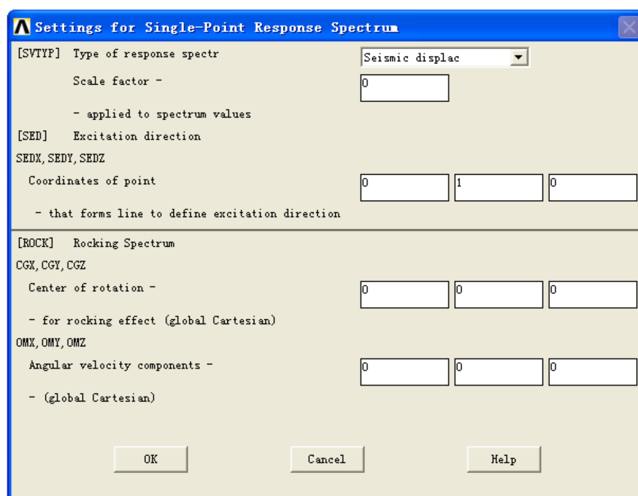


图 15-11　Settings for Single-Point Response Spectrum 对话框

2）定义频率表，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Spectrum > Single Point > Freq Table，按图 15-12 输入频率值。

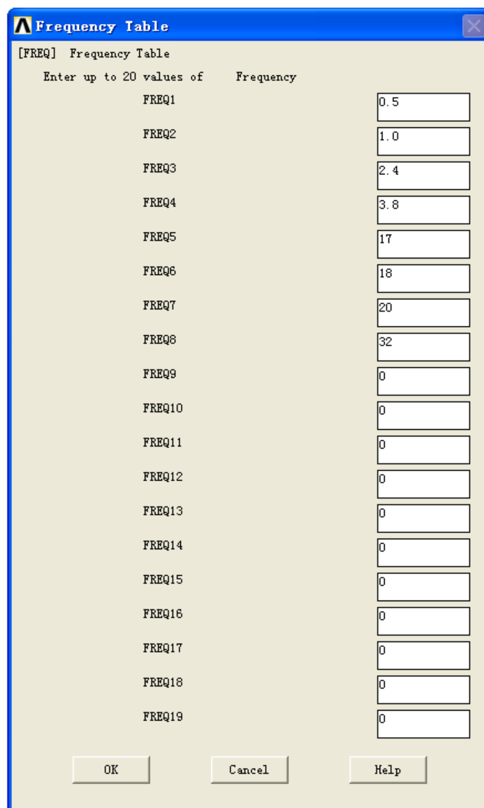


图 15-12　输入频率值

3）设置阻尼，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Spectrum > Single Point > Spectr Values，弹出阻尼比设置对话框。对于响应谱分析，可设置阻尼为零（默认值），如图 15-13 所示。

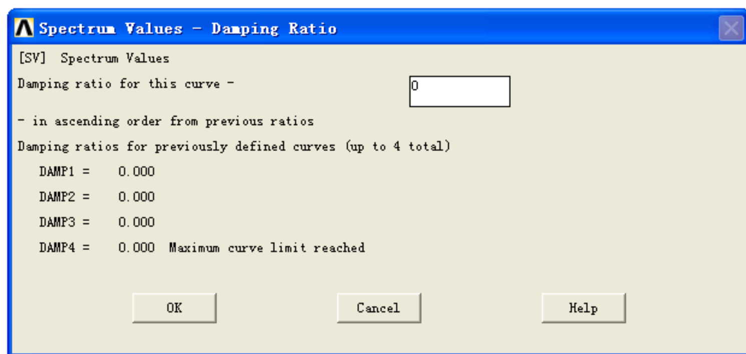


图 15-13　设置阻尼比

4）单击图 15-13 中的 OK 按钮，弹出 Spectrum Values 对话框，按图 15-14 输入谱值。

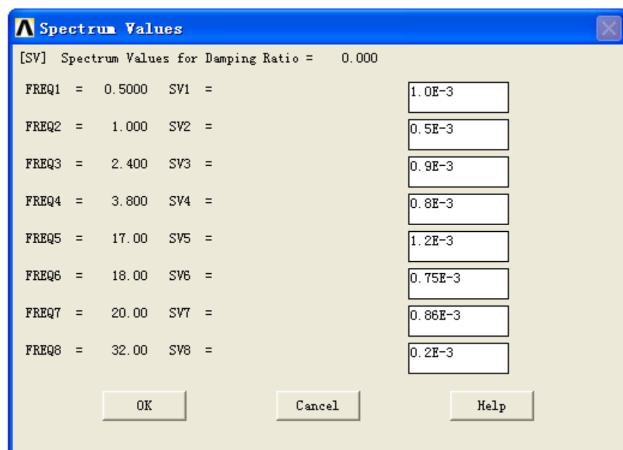


图 15-14　输入谱值

15.5.11 合并模态

GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Spectrum > Single Point > Mode Combine，设置模态提取方法为 SRSS，阈值为 0.001，如图 15-15 所示。

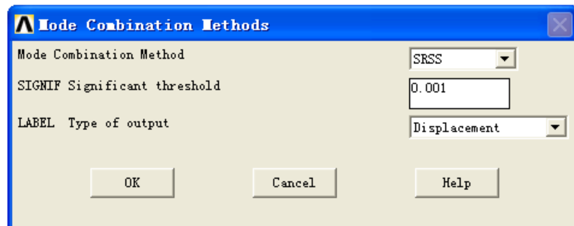


图 15-15　设置模态合并方法

15.5.12 求解并查看结果

执行求解命令：

```
/SOLU
SOLVE
```

或者采用 GUI 方式提交求解：

Main Menu > Solution > Solve > Current LS

进入普通后处理器 POST1，读入 Jobname.mcom 文件，GUI 方式为 File > Read Input from。图 15-16 所示为板壳-梁结构位移云图。图 15-17 所示为板壳-梁结构的 von Mises 应力云图。

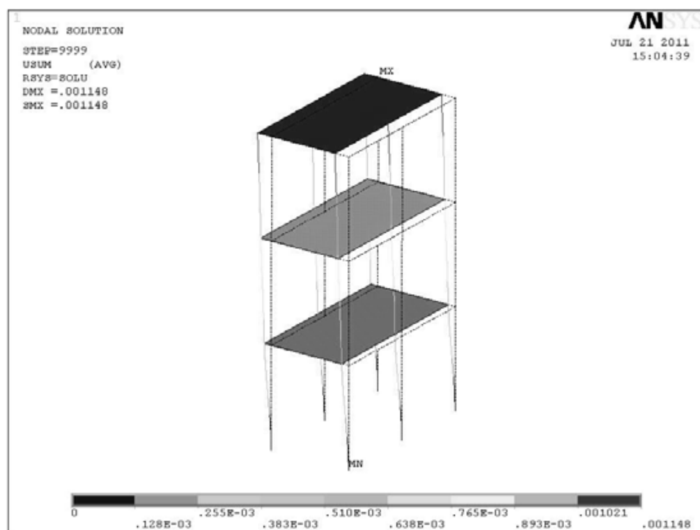


图 15-16　板壳-梁结构位移云图

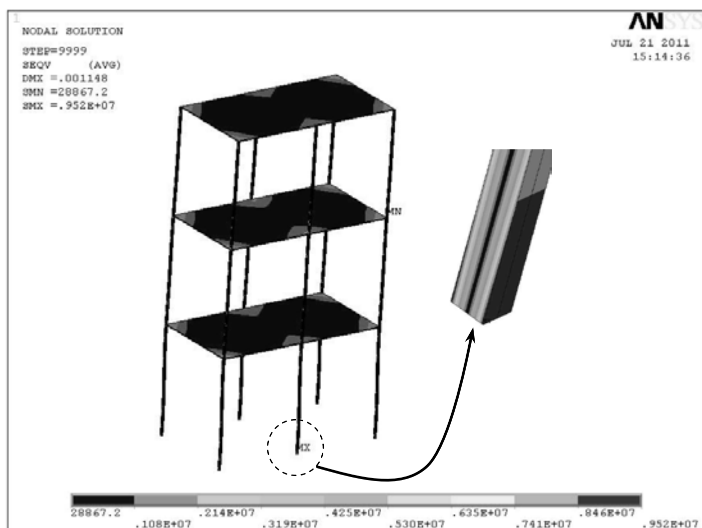


图 15-17　板壳-梁结构的 von Mises 应力云图

由图 15-16 和图 15-17 可知，在单点响应谱作用下，板壳-梁结构的最大位移为 1.148mm，位于最上层板，最大 von Mises 应力为 9.52MPa，位于梁的底部。

15.6　多点响应谱分析实例

【例 15-2】 板壳-梁结构多点响应谱分析。

15.6.1 问题描述

板壳-梁结构模型如图 15-4 所示，编号为 1、2、3 的节点受到 *Y* 方向的响应谱（见表 15-1）作用，编号为 4、5、6 的节点受到 *X* 方向的响应谱（见表 15-1）作用，计算结构在多点响应谱作用下的响应。已知条件如下：

板壳厚度为 0.005m。

梁截面为正方形，长=宽=0.01m。

所有材料均为钢，其特性：杨氏模量为 2.1×10^{11}Pa，泊松比为 0.3，密度为 7850kg/m^3。

15.6.2 多点响应谱分析求解控制

1）在例 15-1 完成模态分析后，退出后处理器，GUI 方式为 Main Menu > Finish。

2）定义分析类型为谱分析，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > New Analysis，如图 15-10 所示。

3）设置多点响应谱分析求解选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > Analysis Options，选择 Multi-pt respons，并设置求解所需的模态数为 12，如图 15-3 所示。

15.6.3 定义载荷 1

1）设置载荷选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Spectrum > Multi Point > Settings，设置响应谱类型为 Displacement，即位移谱，响应谱编号为 1，激振方向由 SEDX，SEDY，SEDZ 控制，响应谱 1 为 *Y* 方向，故应设置 SEDX=0，SEDY=1，SEDZ=0，激振点集为 BASE1，其余按默认设置，如图 15-18 所示。

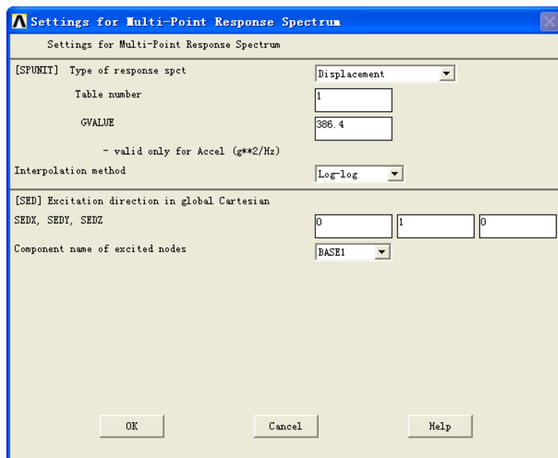


图 15-18　Settings for Multi-Point Response Spectrum 对话框

2）对于多点响应谱分析，应使用命令流方式定义谱值–频率曲线，如下：

```
spfreq,1,0.5,1.0,2.4,3.8,17                      !定义频率
spfreq,1,18,20,32
spval,1,, 1.0E−3, 0.5E−3,0.9E−3,0.8E−3,1.2E−3    !定义谱值
spval,1,, 0.75E−3,0.86E−3,0.2E−3
```

15.6.4 计算参与系数 1

GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Spectrum > Multi Point > Calculate PF，保持默认设置，单击 OK 按钮，ANSYS 将计算参与系数，可以在 ANSYS 输出窗口看到计算结果，如图 15–19 和图 15–20 所示。

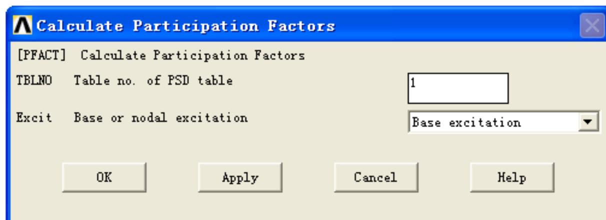


图 15–19　计算参与系数

```
***** PARTICIPATION FACTORS FOR BASE EXCITATION NO.   1 *****    TABLE NO.  1

MODE    VALUE         MODE    VALUE        MODE    VALUE         MODE    VALUE

  1  0.22550E-05      2   -3.7969          3  0.14281E-06      4 -0.12035E-06
  5  -1.3124          6 -0.11042E-08       7 -0.67105E-07      8 -0.64893
  9  0.21483E-10     10 -0.46733E-01      11 -0.36894E-10     12  0.97668E-01
```

图 15–20　参与系数

15.6.5 定义载荷 2

1）首先应删除点集 BASE1 的载荷，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Spectrum > Multi Point > Settings，设置响应谱类型为 Displacement，响应谱编号为 2，设置 SEDX=0，SEDY=0，SEDZ=0，激励点集为 BASE1，其余按默认设置，如图 15–21 所示。单击 OK 按钮，即将点集 BASE1 的激励删除。

2）设置点集 BASE2 的载荷，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Spectrum > Multi Point > Settings，设置响应谱类型为 Displacement，响应谱编号为 2，设置 SEDX=1，SEDY=0，SEDZ=0，激振点集为 BASE2，其余按默认设置，如图 15–22 所示。

3）使用命令流方式定义谱值–频率曲线，如下：

```
spfreq,2,0.5,1.0,2.4,3.8,17                      !定义频率
spfreq,2,18,20,32
spval,2,, 1.0E−3, 0.5E−3,0.9E−3,0.8E−3,1.2E−3    !定义谱值
spval,2,, 0.75E−3,0.86E−3,0.2E−3
```

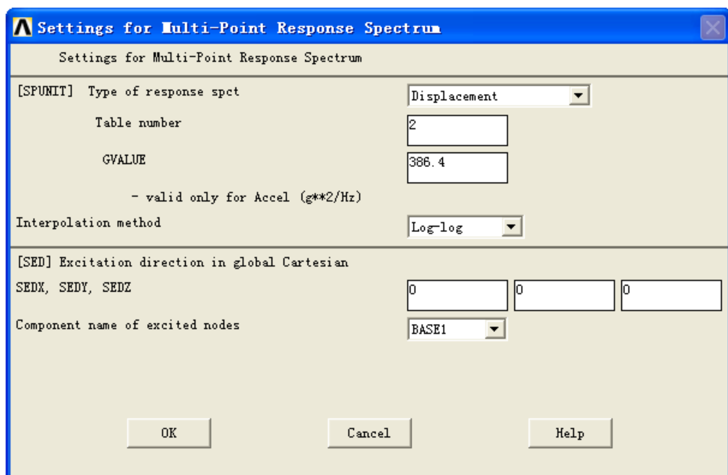


图 15-21　Settings for Multi-Point Response Spectrum 对话框一

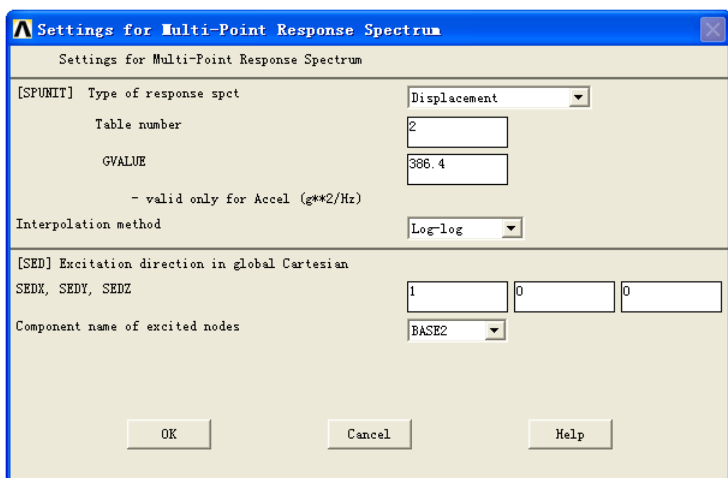


图 15-22　Settings for Multi-Point Response Spectrum 对话框二

15.6.6 计算参与系数 2

GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Spectrum > Multi Point > Calculate PF，设置表格号为 2，单击 OK 按钮，ANSYS 将计算参与系数，可以在 ANSYS 输出窗口看到计算结果，如图 15-23 和图 15-24 所示。

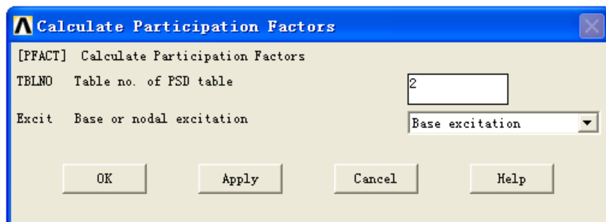


图 15-23　计算参与系数

```
***** PARTICIPATION FACTORS FOR BASE EXCITATION NO.   2 *****    TABLE NO.  2

MODE    VALUE       MODE    VALUE       MODE    VALUE       MODE    VALUE

  1   -3.7911         2 -0.18238E-05     3    1.2908         4    1.3222
  5 -0.10911E-06      6 -0.46368         7   0.66191         8 -0.67285E-07
  9 -0.24038         10  0.79485E-10    11 -0.15726E-01     12 -0.25092E-09
```

图 15-24　参与系数

15.6.7 合并模态

GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Spectrum > Multi Point > Mode Combine，设置模态提取方法为 SRSS，阈值为 0.001，如图 15-15 所示。

15.6.8 求解并查看结果

执行求解命令：

```
/SOLU
SOLVE
```

或者采用 GUI 方式提交求解：

Main Menu > Solution > Solve > Current LS

进入普通后处理器 POST1，读入 Jobname.mcom 文件，GUI 方式为 File > Read Input from。图 15-25 为板壳-梁结构位移云图。图 15-26 所示为板壳-梁结构的 von Mises 应力云图。

由图 15-25 和图 15-26 可知，在多点响应谱作用下，板壳-梁结构的最大位移为 0.870mm，位于最上层板，最大 Von Mises 应力为 7.08MPa，位于梁的底部。

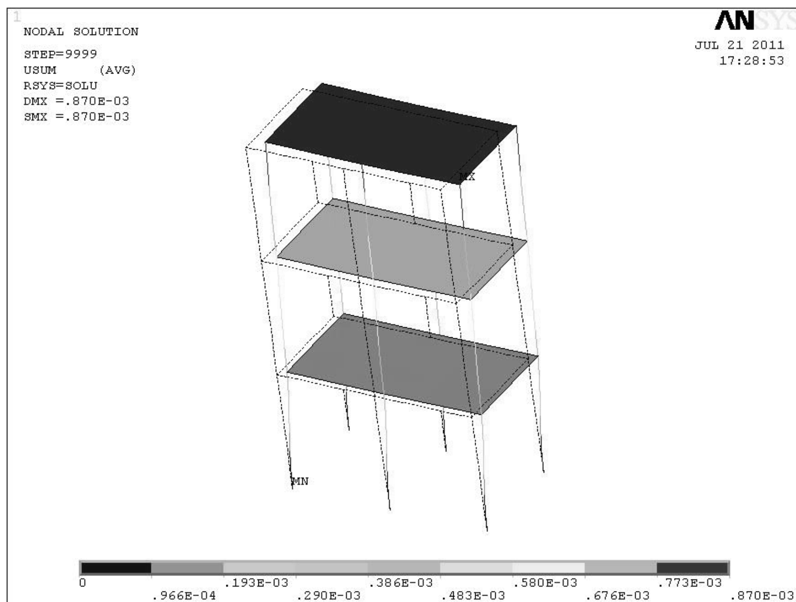


图 15-25　板壳-梁结构位移云图

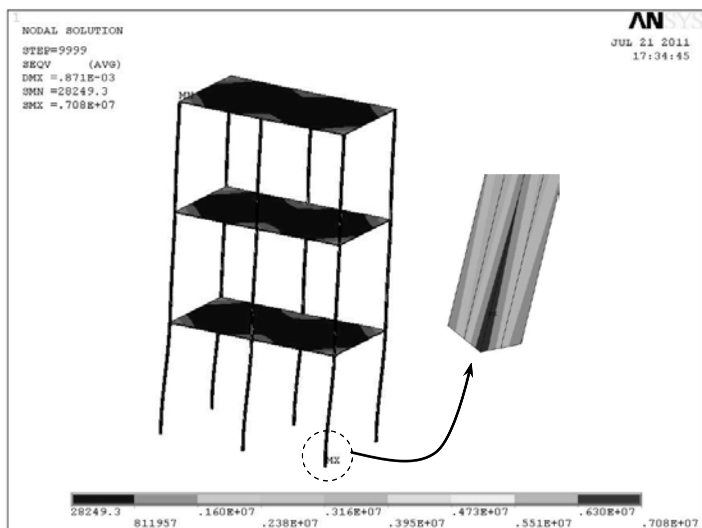


图 15-26 板壳-梁结构的 von Mises 应力云图

15.7 本章小结

1）响应谱分析是一种将模态分析与响应谱联系起来计算结构承受瞬态冲击载荷作用时产生的最大响应的分析技术，是快速进行瞬态分析的一种替代解决方案。为了更精确地分析结构的动态特性，应进行瞬态动力学分析。

2）在响应谱分析之前，必须进行模态分析。为了提高计算精度，提取的模态频率应覆盖响应谱频率范围的 1.5 倍。

第 16 章　随机振动分析

本章主要介绍随机振动分析的基本原理和分析步骤，给出了利用 HyperMesh 进行单点随机振动分析和多点随机振动分析前处理的实例，并解释了随机振动分析的结果。

16.1　概述

随机振动分析用于确定结构在随机载荷作用下的响应。目前，随机振动分析在车辆、土木结构和机载电子设备等的设计上得到了广泛应用。与确定性振动不同，随机振动服从概率统计规律，只能用概率统计方法描述，我们只能知道物理量的统计值（均值、均方根值、标准偏差）。

ANSYS采用功率谱密度（Power Spectral Density，PSD）谱作为随机振动分析的载荷输入。功率谱密度是一种概率统计方法，是对随机变量均方根值的量度，包含了随机振动的能量和频率信息。功率谱密度谱是一条功率谱密度值-频率值的关系曲线，其中功率谱密度可以是位移功率谱密度、速度功率谱密度、加速度功率谱密度和力功率谱密度等形式，它们的单位是(物理单位)^2/Hz。数学上，功率谱密度值-频率值关系曲线下的面积就是方差，即标准偏差的平方值。

在 ANSYS 中，假定随机振动输入的均值为零，且满足正态（高斯）分布。同样，随机振动响应的均值也为零，且满足正态分布。随机振动分析的输出为响应功率谱密度，与输入的随机功率谱密度具有同样的物理意义。

随机振动分析基于模态分析技术，因此，随机振动分析也是线性分析。任何非线性特性，如塑性和接触（间隙）单元，即使定义了，也将被忽略。

16.2　随机振动分析的类型

ANSYS 的随机振动分析有两种类型：单点随机振动分析和多点随机振动分析。单点随机振动分析是指在模型的一个点集（如在所有支撑处）定义相同的功率谱密度曲线；多点随机振动分析是指在模型的不同点集上定义不同的功率谱密度曲线，如图 15-1 所示。

16.3　随机过程的数字特征

对于随机过程，工程上常用的也是最基本的数字特征有均值（Mean）、方差（Variance）、标准偏差（Standard Deviation）、均方（Mean Square）和均方根（Root Mean Square，RMS）。

16.3.1 均值

均值即平均值，也称为数学期望。设 x_1， x_2，…， x_n 为随机变量，则均值 $\overline{x}$ 可表达为

$$\overline{x}=\frac{x_1+x_2+\cdots+x_n}{n} \tag{16-1}$$

16.3.2 方差

方差 σ^2 表示对均值 $\overline{x}$ 的偏离程度，定义为

$$\sigma^2=\frac{(x_1-\overline{x})^2+(x_2-\overline{x})^2+\cdots+(x_n-\overline{x})^2}{n} \tag{16-2}$$

16.3.3 标准偏差

标准偏差 σ 简称为标准差，为方差的算术平方根，即

$$\sigma=\sqrt{\frac{(x_1-\overline{x})^2+(x_2-\overline{x})^2+\cdots+(x_n-\overline{x})^2}{n}} \tag{16-3}$$

16.3.4 均方

均方 ϕ^2 定义为随机变量的平方的平均值，即

$$\phi^2=\frac{x_1^2+x_2^2+\cdots+x_n^2}{n} \tag{16-4}$$

16.3.5 均方根

均方根 ϕ 为均方的算术平方根，即

$$\phi=\sqrt{\frac{x_1^2+x_2^2+\cdots+x_n^2}{n}} \tag{16-5}$$

16.3.6 正态分布

在 ANSYS 中，假定随机振动输入、输出的均值为零，且满足正态（高斯）分布（见图 16-1）。则方差等于均方，标准偏差等于均方根。

ANSYS 默认输出 1σ 的解，表示响应值小于 1 倍标准偏差的概率为 68.26%。由图 16-1 可知，响应值小于两倍标准偏差（2σ）的概率为 95.44%，小于 3 倍标准偏差（3σ）的概率为

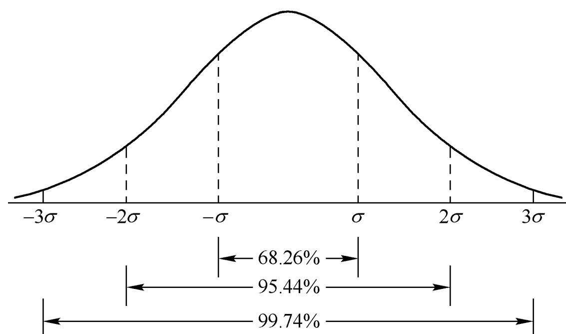


图 16-1　正态分布的概率密度函数



99.74%。可见，尽管正态变量的取值范围是$(-\infty,\infty)$，但它的值落在$(-3\sigma,3\sigma)$内几乎是肯定的事，这就是人们所说的“3σ”法则。

16.4 单点随机振动分析的基本步骤

16.4.1 建立有限元网格模型

根据实际问题的特点，对所分析的问题进行初步计划；建立反映真实物理情况的 CAD 模型或简化的 CAD 模型，并对其划分有限元网格；定义单元类型、单元选项、实常数、截面特性和材料特性。

在进行随机振动分析时，要注意如下内容：

1）只有线性行为是有效的，如果指定了非线性单元，它们将被当做是线性的。例如，如果分析中包含了接触单元，则系统取其初始状态的刚度值并且不再改变此刚度值。

2）材料特性可以是线性的、各向同性的或正交各向异性的、恒定的或与温度相关的。

3）必须指定杨氏模量 EX（或某种形式的刚度）和密度 DENS（或某种形式的质量）。

16.4.2 获得模态解

结构的模态解（固有频率和振型）是随机振动分析所必需的。第 12 章讲解了模态分析的基本过程，这里还需注意以下几点：

1）应使用分块 Lanczos 法（默认）、PCG Lanczos 法、超节点法或缩减法提取模态，其余分析方法对下一步的随机振动分析是无效的。

2）所提取的模态数目应足以表征在感兴趣的频率范围内结构所具有的响应，模态频率应覆盖功率谱密度频率范围的 1.5 倍。

3）为简化分析过程并提高分析精度，在模态分析中应扩展所有模态。

4）必须在施加激励谱的位置添加自由度约束。

16.4.3 设置随机振动分析求解控制选项

模态分析完成后，重新进入求解器，并定义分析类型为谱分析（ANTYPE, SPECTR），再通过谱分析对话框来设置求解选项，如图 16−2 所示。

图 16−2 中定义了随机振动（PSD）分析，并设置求解所需的模态数为 12。若对单元和支反力结果感兴趣，则应打开单元应力计算开关，且在之前的模态分析中，也应开启计算单元结果选项。

16.4.4 设置阻尼

随机振动有持续的能量输入，为避免结构响应趋于无限值，应指定阻尼。可以指定下列种类的阻尼：ALPHA 阻尼、BETA 阻尼、恒定阻尼比和振型阻尼。若未指定阻尼，ANSYS 将采用 1%的恒定阻尼比。

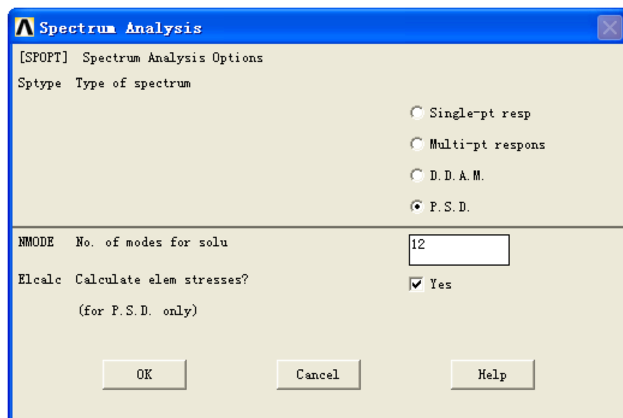


图 16-2　Spectrum Analysis 对话框

16.4.5 施加边界条件及载荷

功率谱密度的类型可以是位移、速度、加速度、力或压力。如果施加压力功率谱密度，则应在模态分析时就施加压力。除力和压力谱外，其余所有谱都是地震谱，即它们都是假定作用于结构的基础上。谱值-频率曲线既可通过 GUI 方式定义，也可通过命令流方式定义，详见例 16-1。

16.4.6 计算参与系数

参与系数代表每阶模态在特定方向上对变形（应力）的贡献，详见例 16-1。

16.4.7 设置输出控制选项

随机振动分析只有一条输出控制命令 PSDRES，它指定写入结果文件的数量和格式。ANSYS 可以计算 3 种解：位移解、速度解或加速度解，每一种解都可以是绝对值或相对于基础的相对值。

16.4.8 合并模态

在随机振动分析中，只有 PSD 模态合并方法，该方法将计算结构中的 1σ位移和应力等。

16.4.9 求解

执行求解命令：

```
/SOLU
SOLVE
```

或者采用 GUI 方式提交求解：

Main Menu > Solution > Solve > Current LS

16.4.10 查看结果

随机振动分析的结果都写入结果文件 Jobname.rst，它包括如下信息：

1）模态分析结果中的扩展模态振型，为载荷步 1。

2）基础激励静力解，为载荷步 2。

基于结果输出设置和模态合并，可获得下列输出信息：

1）1σ位移解（位移、应力、应变和力），为载荷步 3。

2）1σ速度解（速度、应力速度、应变速度和力速度），为载荷步 4。

3）1σ加速度解（加速度、应力加速度、应变加速度和力加速度），为载荷步 5。

正如第 16.3 节所讲，1σ 表示响应值小于 1 倍标准偏差的概率为 68.26%。

可先在普通后处理器 POST1 中观察上述信息，然后利用时间历程后处理器 POST26 计算响应 PSD。

16.5 多点随机振动分析的基本步骤

多点随机振动分析过程与单点随机振动分析过程基本相同。不同的是，在完成步骤 16.4.6（计算参与系数）之后，需重复执行步骤 16.4.5 和 16.4.6，然后根据实际情况定义各激励间的相关程度，详见例 16−2。

16.6 单点随机振动分析实例

【例 16−1】 板壳−梁结构单点随机振动分析。

16.6.1 问题描述

板壳−梁结构模型如图 15−4 所示，计算结构在 *Y* 方向位移功率谱密度谱（见表 16−1）作用下的响应。已知条件如下：

板壳厚度为 0.005m。

梁截面为正方形，长=宽=0.01m。

所有材料均为钢，其特性：杨氏模量为 2.1×10^{11}Pa，泊松比为 0.3，密度为 7850kg/m^3。

表 16−1 功率谱密度谱

频率/Hz	0.5	1.0	2.4	3.8	17	18	20	32
PSD/（10^{-5}m^2/Hz）	1.0	2.0	1.6	2.0	0.5	1.0	1.5	1.0

说明：本例采用国际单位制。

16.6.2 随机振动分析求解控制

1）在例 15−1 完成模态分析之后，退出后处理器，GUI 方式为 Main Menu > Finish。

2）定义分析类型为谱分析，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > New Analysis。

3）设置随机振动分析求解选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > Analysis Options，选择 PSD，设置求解所需的模态数为 12，开启计算单元结果选项，如图 16–2 所示。

16.6.3 设置阻尼

GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Time/Frequenc > Damping，设置恒定阻尼比为 0.02，即 2%，如图 16–3 所示。

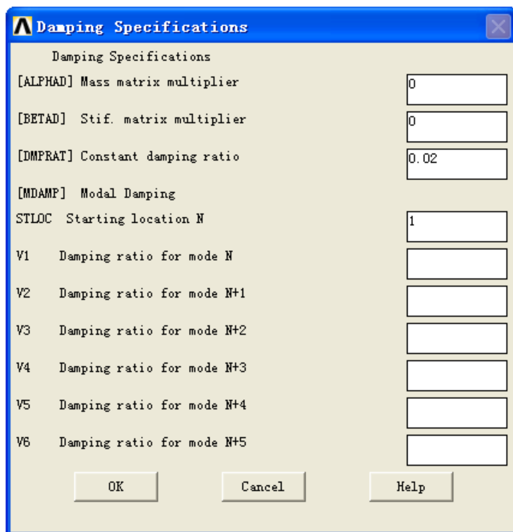


图 16–3 Damping Specifications 对话框

16.6.4 载荷定义

1）设置载荷选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Spectrum > PSD > Settings，设置 PSD 类型为 Displacement，即地震位移谱，激振方向由 SEDX，SEDY，SEDZ 控制，PSD 谱 1 为 *Y* 方向，故应设置 SEDX=0，SEDY=1，SEDZ=0，激振点集为 BASE1，其余按默认设置，如图 16–4 所示。

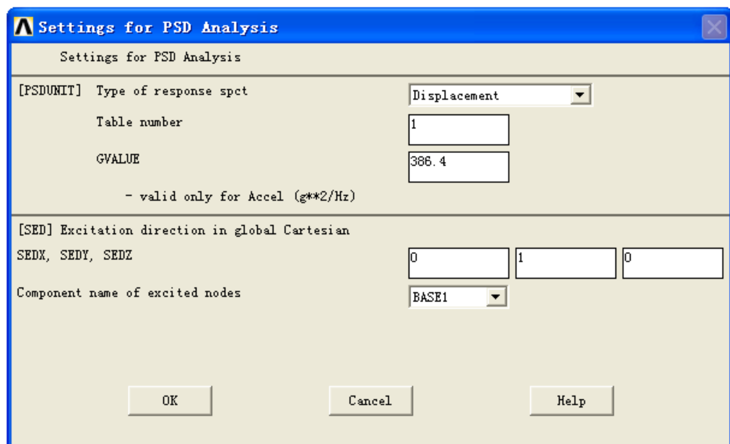


图 16–4 Settings for PSD Analysis 对话框

2）按同样的方法设置激振点 BASE2，如图 16–5 所示。

3）设置 PSD 数据，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Spectrum > PSD > PSD vs Freq，弹出 Table for PSD vs Frequency 对话框（见图 16–6），保持默认设置，单击 OK 按钮，弹出 PSD vs Frequency Table，按图 16–7 输入频率–谱值数据。

Settings for PSD Analysis

Settings for PSD Analysis

[PSDUNIT] Type of response spct	Displacement
Table number	1
GVALUE	386.4
- valid only for Accel (g**2/Hz)	

[SED] Excitation direction in global Cartesian

SEDX, SEDY, SEDZ	0	1	0
Component name of excited nodes	BASE2		

OK Cancel Help

图 16-5 Settings for PSD Analysis 对话框

Table for PSD vs Frequency

[PSDVAL] [PSDFRQ] PSD vs Frequency Table

Table number to be defined 1

OK Cancel Help

图 16-6 Table for PSD vs Frequency 对话框

PSD vs Frequency Table

[PSDVAL] [PSDFRQ] PSD vs Frequency Table No. 1

Enter up to 50 values of	Frequency	PSD Value
FREQ1, PSD1	0.5	1.0E-5
FREQ2, PSD2	1.0	2.0E-5
FREQ3, PSD3	2.4	1.6E-5
FREQ4, PSD4	3.8	2.0E-5
FREQ5, PSD5	17	0.5E-5
FREQ6, PSD6	18	1.0E-5
FREQ7, PSD7	20	1.5E-5
FREQ8, PSD8	32	1.0E-5
FREQ9, PSD9		
FREQ10, PSD10		
FREQ11, PSD11		
FREQ12, PSD12		
FREQ13, PSD13		
FREQ14, PSD14		
FREQ15, PSD15		
FREQ16, PSD16		
FREQ17, PSD17		
FREQ18, PSD18		
FREQ19, PSD19		
FREQ20, PSD20		
FREQ21, PSD21		

OK Apply Cancel Help

图 16-7 PSD vs Frequency Table 对话框

说明： 也可用命令流方式输入频率–谱值数据，如下：

```
PSDFRQ,1,,0.5,1.0,2.4,3.8,17                    !定义频率
PSDFRQ,1,,18,20,32
PSDVAL,1,1.0E-5,2.0E-5,1.6E-5,2.0E-5,0.5E-5     !定义谱值
PSDVAL,1,1.0E-5,1.5E-5,1.0E-5
```

16.6.5 计算参与系数

GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Spectrum > PSD > Calculate PF，保持默认设置，单击 OK 按钮，ANSYS 将计算参与系数，可以在 ANSYS 输出窗口看到计算结果，如图 16–8 和图 16–9 所示。

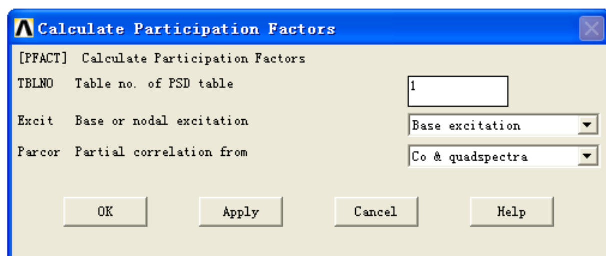


图 16–8　计算参与系数

```
***** PARTICIPATION FACTORS FOR BASE EXCITATION NO.   1 *****    TABLE NO.   1

MODE    VALUE        MODE    VALUE        MODE    VALUE        MODE    VALUE

  1   0.43258E-05     2   -7.5938          3   0.68209E-06     4  -0.23483E-06
  5   -2.6248         6  -0.20430E-07      7  -0.13300E-06     8   -1.2979
  9  -0.19654E-08    10   0.14535E-09     11   0.12492E-09    12   0.59673E-09
```

图 16–9　参与系数

16.6.6 设置输出控制选项

GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Spectrum > PSD > Calc Controls，弹出 PSD Calculation Controls 对话框，依次将 Displacement solution、Velocity solution、Acceleration solution 设置为 Absolute，如图 16–10 所示。

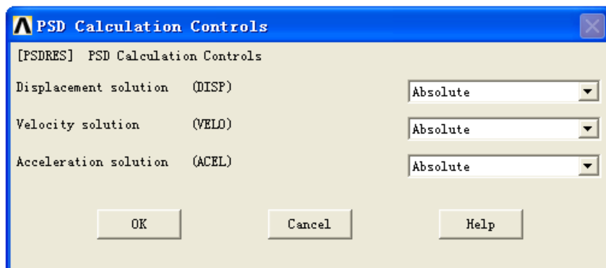


图 16–10　PSD Calculation Controls 对话框

16.6.7 合并模态

GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Spectrum > PSD > Mode Combine，设置阈值为 0.0001，模态阶数为 12，如图 16-11 所示。

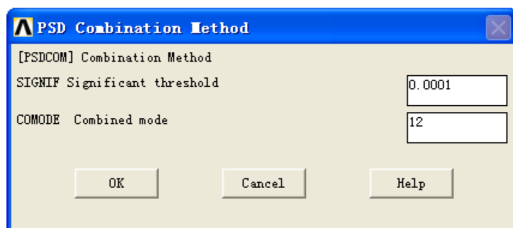


图 16-11　合并模态对话框

16.6.8 求解并查看结果

执行求解命令：

```
/SOLU
SOLVE
```

或者采用 GUI 方式提交求解：

Main Menu > Solution > Solve > Current LS

1）进入普通后处理器 POST1，读取载荷步 3（1σ）的结果，查看板壳-梁结构的位移云图和应力云图，如图 16-12 和图 16-13 所示。

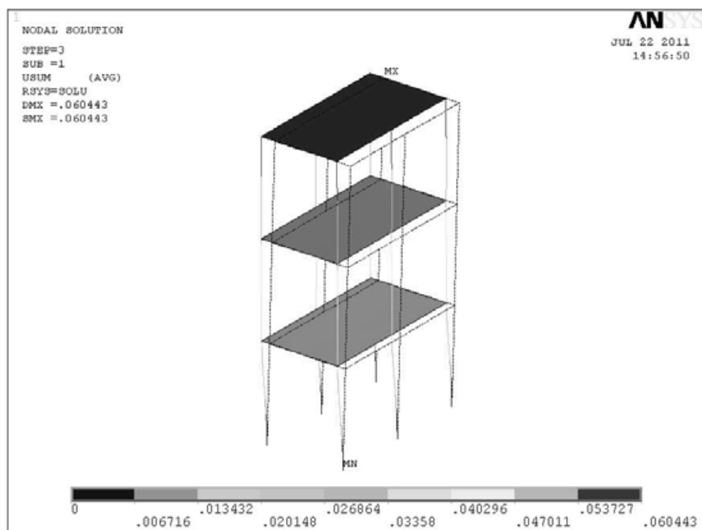


图 16-12　板壳-梁结构位移云图

由图 16-12 和图 16-13 可知，在随机振动的作用下，板壳-梁结构的最大位移为 60.443mm，位于最上层板，最大 von Mises 应力为 252MPa，位于板壳的角点。

2）进入时间历程后处理器 POST26，弹出 Spectrum Usage 对话框，选择 Create response power spectral density （PSD）选项，如图 16-14 所示。

3）存储频率向量，GUI 方式为 Main Menu > TimeHist Postpro > Store Data，保持默认设置，如图 16-15 所示。NPTS 介于 1~10 之间，数值越大，绘制的曲线越光滑。

4）定义变量，GUI 方式为 Main Menu > TimeHist Postpro > Define Variables，选取

图 15-4 中编号为 7 的节点，读取 *Y* 方向变形，定义变量号为 2。

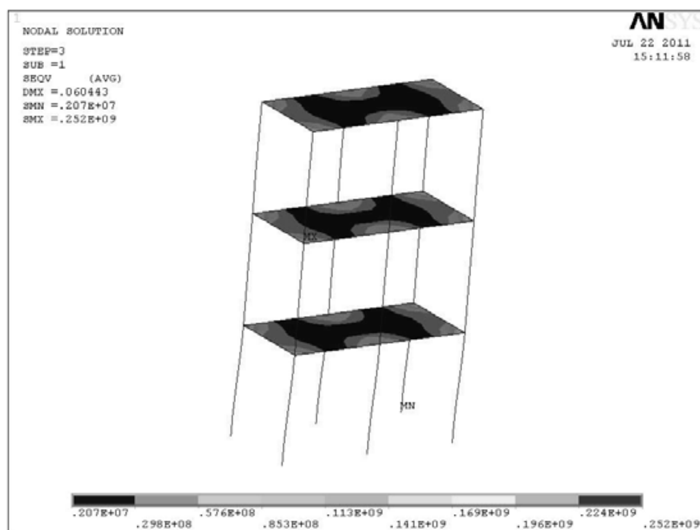


图 16-13 板壳-梁结构的 von Mises 应力云图

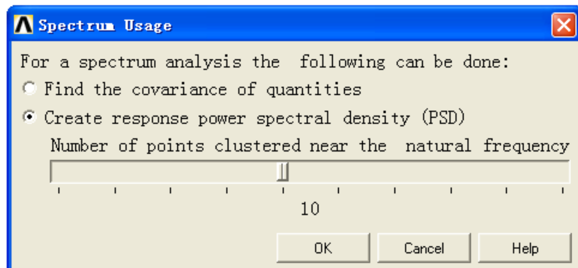


图 16-14 Spectrum Usage 对话框

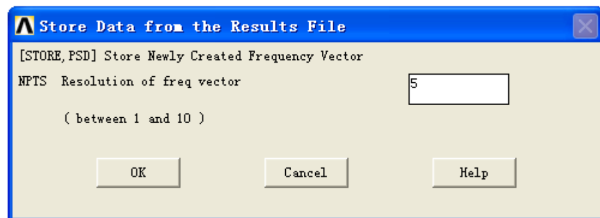


图 16-15 Store Data from the Results File 对话框

5）计算位移 PSD 响应谱，GUI 方式为 Main Menu > TimeHist Postpro > Calc Resp PSD，弹出 Calculate Response PSD 对话框，设置结果变量号为 3，被操作的变量号为 2，响应 PSD 谱为 Displacement，并指定为绝对值（Absolute value），如图 16-16 所示。

6）计算速度 PSD 响应谱，GUI 方式为 Main Menu > TimeHist Postpro > Calc Resp PSD，弹出 Calculate Response PSD 对话框，设置结果变量号为 4，被操作的变量号为 2，响应 PSD 谱为 Velocity，并指定为绝对值（Absolute value），如图 16-17 所示。

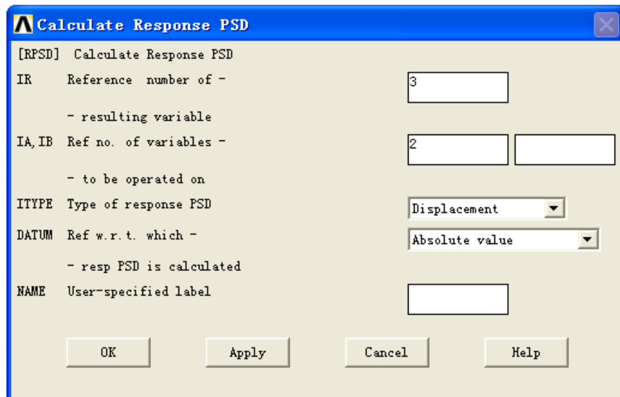


图 16-16　Calculate Response PSD 对话框一

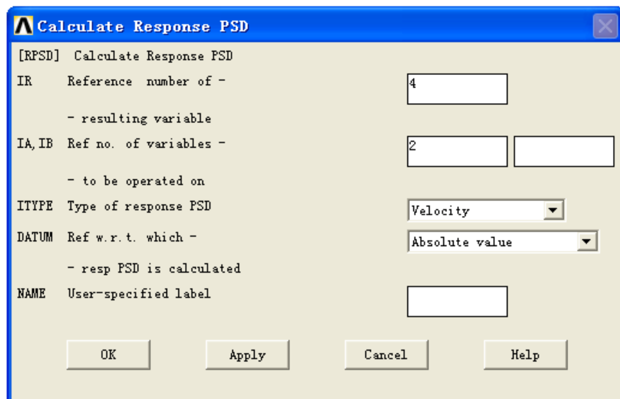


图 16-17　Calculate Response PSD 对话框二

7）计算加速度 PSD 响应谱，GUI 方式为 Main Menu > TimeHist Postpro > Calc Resp PSD，弹出 Calculate Response PSD 对话框，设置结果变量号为 5，被操作的变量号为 2，响应 PSD 谱为 Acceleration，并指定为绝对值（Absolute value），如图 16-18 所示。

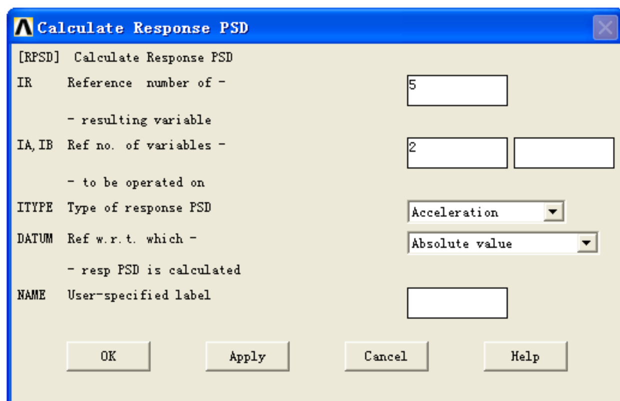


图 16-18　Calculate Response PSD 对话框三

8）绘制 PSD 响应谱-频率曲线，如图 16-19~图 16-21 所示。

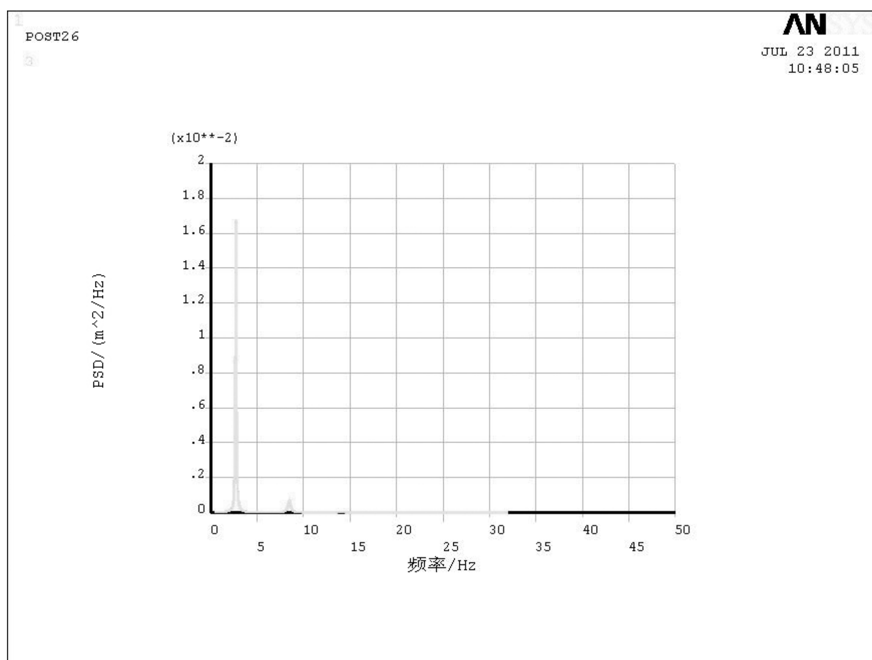


图 16-19 PSD 位移响应谱-频率曲线

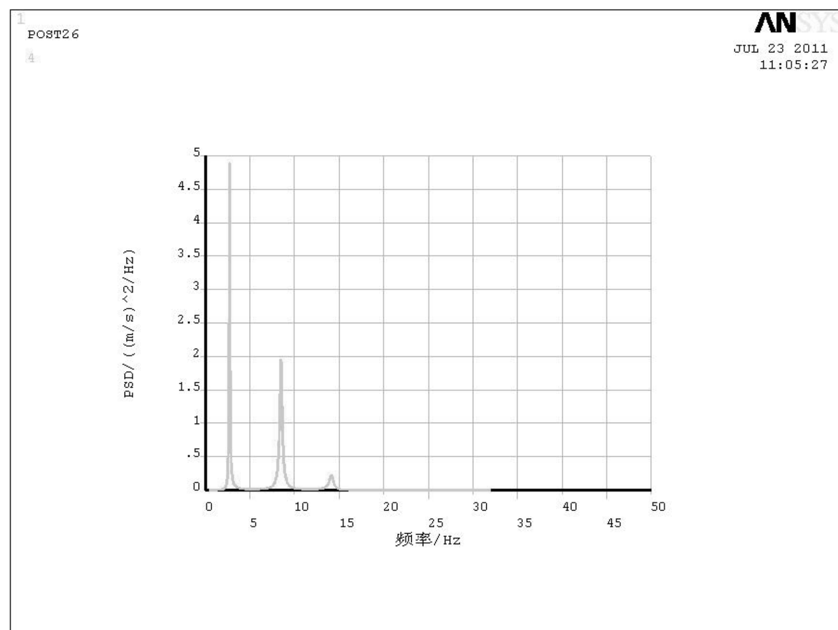


图 16-20 PSD 速度响应谱-频率曲线

将 PSD 响应谱曲线对频率积分，便得方差，即标准偏差（1σ）的平方。

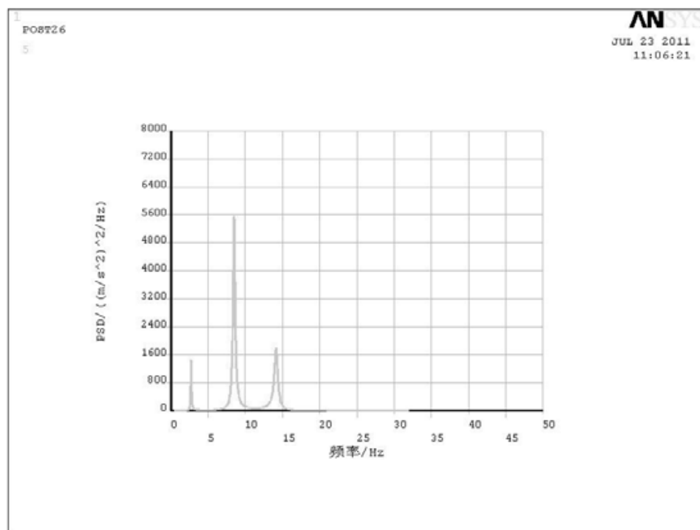


图 16−21　PSD 加速度响应谱−频率曲线

由图 16−19~图 16−21 可知，在频率 2.7205Hz（2 阶）、8.4891Hz（5 阶）、14.161Hz（8 阶）附近，结构容易产生较大的振动。这是因为结构的第二阶、第五阶、第八阶模态振型正好为 *Y* 方向振动。

16.7　多点随机振动分析实例

【例 16−2】 板壳−梁结构多点随机振动分析。

16.7.1 问题描述

板壳−梁结构模型如图 15−4 所示，编号为 1、2、3 的节点受到 *Y* 方向的功率谱密度谱（见表 16−1）作用，编号为 4、5、6 的节点受到 *X* 方向的功率谱密度谱（见表 16−1）作用，假设两个方向的 PSD 谱不相关，计算结构在多点随机振动条件下的响应。已知条件如下：

板壳厚度为 0.005m。

梁截面为正方形，长=宽=0.01m。

所有材料均为钢，其特性：杨氏模量为 2.1×10^{11}Pa，泊松比为 0.3，密度为 7850kg/m^3。

说明：本例采用国际单位制。

16.7.2 定义载荷 1

多点随机振动分析过程与单点随机振动分析过程基本相同。本例基于例 16−1 完成多点随机振动分析。

载荷 1 为施加于点集 BASE1（不含点集 BASE2）的 *Y* 方向 PSD 位移谱，定义方式与第 16.6.4 节相同，但应省略步骤 2）。

16.7.3 计算参与系数 1

GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Spectrum > PSD > Calculate PF，保持默认设置，单击 OK 按钮，ANSYS 将计算参与系数，可以在 ANSYS 输出窗口看到计算结果，如图 16-8 和图 16-22 所示。

```
 ***** PARTICIPATION FACTORS FOR BASE EXCITATION NO.   1 *****    TABLE NO.   1

 MODE    VALUE        MODE    VALUE        MODE    VALUE        MODE    VALUE

    1  0.22550E-05      2  -3.7969          3  0.14281E-06      4 -0.12034E-06
    5  -1.3124          6 -0.11089E-08      7 -0.67106E-07      8 -0.64893
    9  0.23297E-10     10 -0.46733E-01     11 -0.36894E-10     12  0.97668E-01
```

图 16-22　参与系数

16.7.4 定义载荷 2

载荷 2 为施加于点集 BASE2（不含点集 BASE1）的 *X* 方向 PSD 位移谱。

1）首先应删除点集 BASE1 的激振，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Spectrum > PSD > Settings，设置 PSD 类型为 Displacement，即地震位移谱，PSD 谱编号为 2，设置 SEDX=0，SEDY=0，SEDZ=0，激振点集为 BASE1，其余按默认设置，如图 16-23 所示。单击 OK 按钮，即将点集 BASE1 的激振删除。

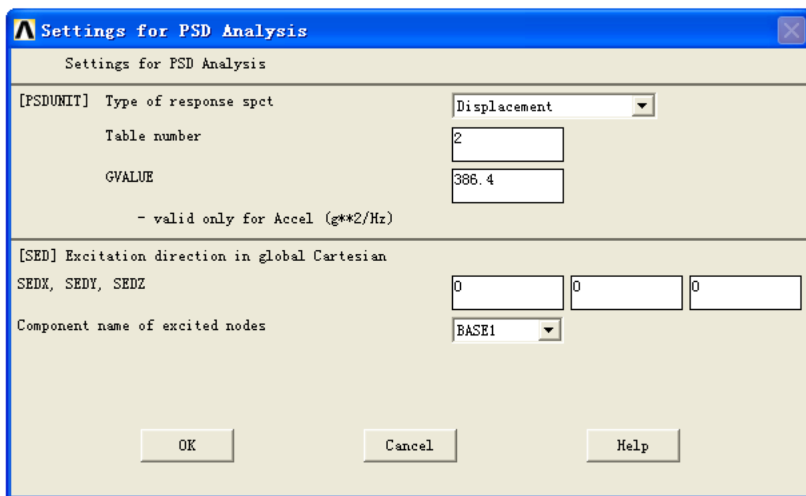


图 16-23　Settings for PSD Analysis 对话框一

2）施加点集 BASE2 的 *X* 方向 PSD 位移谱，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Spectrum > PSD > Settings，设置 PSD 类型为 Displacement，即地震位移谱，激振方向由 SEDX，SEDY，SEDZ 控制，PSD 谱 2 为 *X* 方向，故应设置 SEDX=1，SEDY=0，SEDZ=0，激振点集为 BASE2，其余按默认设置，如图 16-24 所示。

3）本例采用命令流方式定义 PSD 谱 2：

```
PSDFRQ,2,,0.5,1.0,2.4,3.8,17                    !定义频率
```

```
PSDFRQ,2,,18,20,32
PSDVAL,2,1.0E-5,2.0E-5,1.6E-5,2.0E-5,0.5E-5              !定义谱值
PSDVAL,2,1.0E-5,1.5E-5,1.0E-5
```

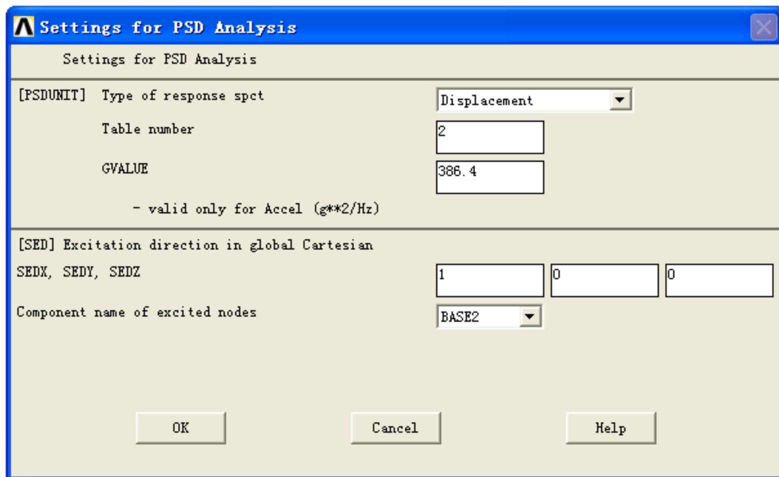


图 16-24　Settings for PSD Analysis 对话框二

16.7.5　计算参与系数 2

GUI 方式为 Main Menu > Solution > Load Step Opts > Spectrum > PSD > Calculate PF，设置表格号为 2，单击 OK 按钮，ANSYS 将计算参与系数，可以在 ANSYS 输出窗口看到计算结果，如图 16-25 和图 16-26 所示。

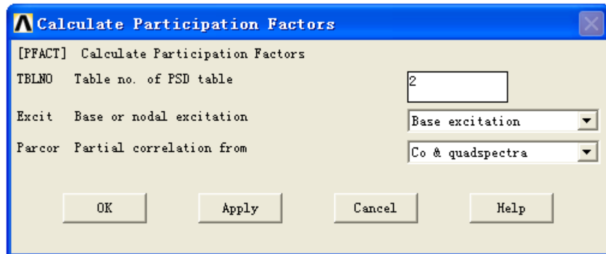


图 16-25　计算参与系数

```
***** PARTICIPATION FACTORS FOR BASE EXCITATION NO.   2 *****    TABLE NO.  2

MODE    VALUE        MODE    VALUE        MODE    VALUE        MODE    VALUE

  1   -3.7911          2 -0.18238E-05     3    1.2908          4    1.3222
  5 -0.10911E-06       6 -0.46368         7  0.66191           8 -0.67283E-07
  9 -0.24038          10  0.79485E-10    11 -0.15726E-01      12 -0.25092E-09
```

图 16-26　参与系数

16.7.6　后续求解及查看结果

输出控制、合并模态、求解与单点随机振动分析相同，详见第 16.6.6~16.6.8 节。

1）进入普通后处理器 POST1，读取载荷步 3（1σ）的结果，查看板壳-梁结构的位移云图和 von Mises 应力云图，如图 16-27 和图 16-28 所示。

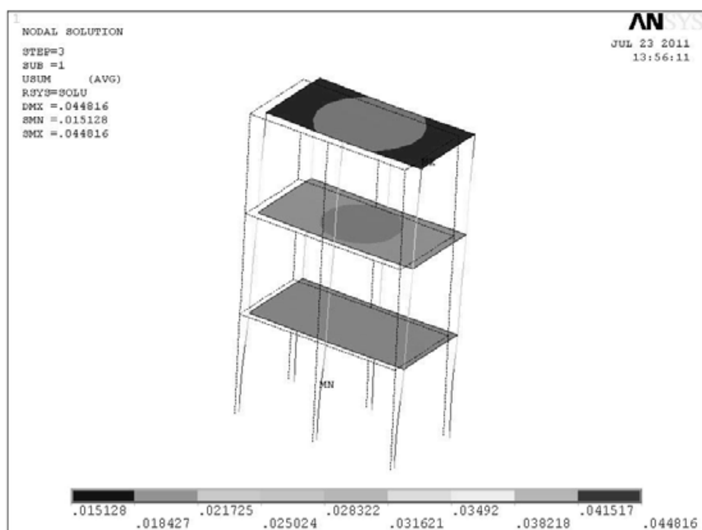


图 16-27 板壳-梁结构位移云图

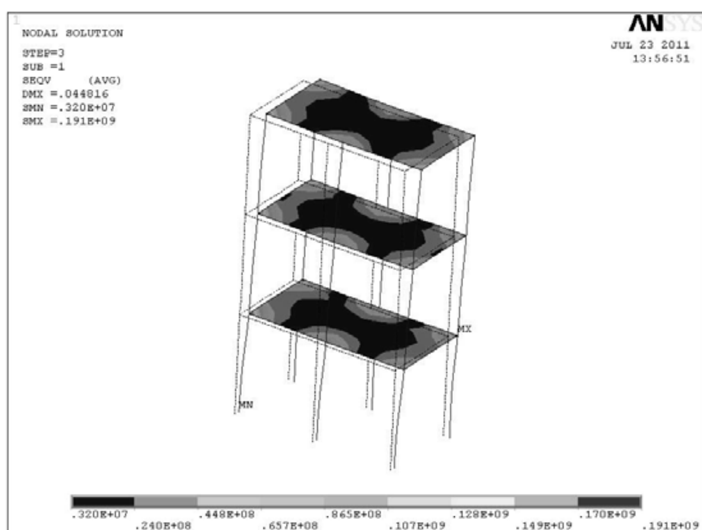


图 16-28 板壳-梁结构的 von Mises 应力云图

由图 16-27 和图 16-28 可知，在多点随机振动的作用下，板壳-梁结构的最大位移为 44.816mm，位于最上层板，最大 von Mises 应力为 191MPa，位于板壳的角点。

2）进入时间历程后处理器 POST26，选取图 15-4 中编号为 7 的节点，分别读取 X 和 Y 方向变形，并计算 PSD 响应谱，绘制 PSD 响应谱-频率曲线，如图 16-29~图 16-31 所示。

将 PSD 响应谱曲线对频率积分，便得方差，即标准偏差（1σ）的平方。



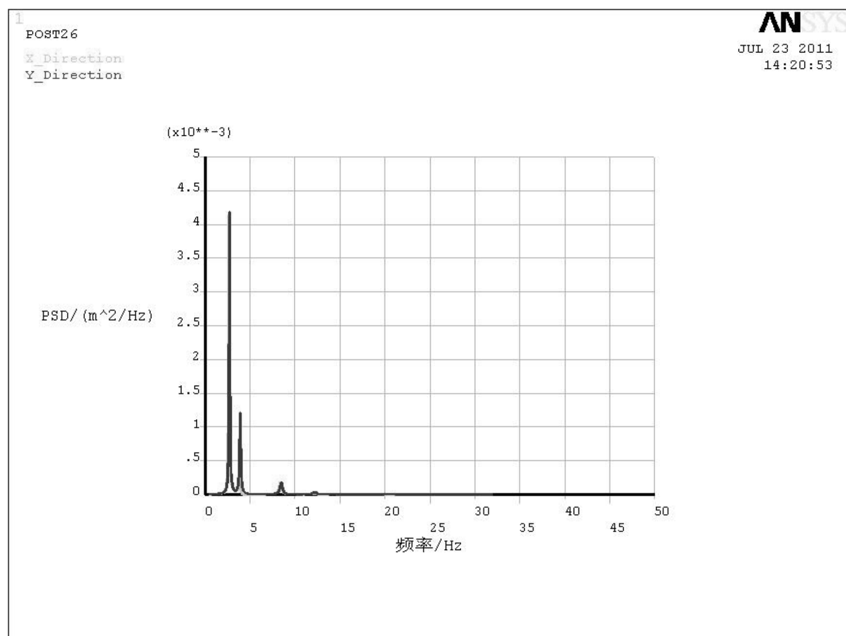


图 16-29　PSD 位移响应谱-频率曲线

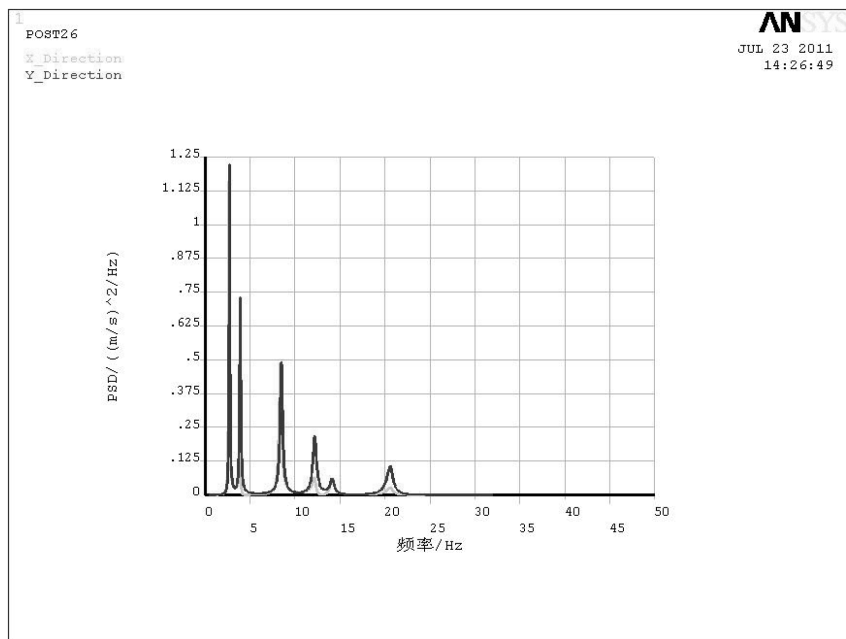


图 16-30　PSD 速度响应谱-频率曲线

由图 16-29~图 16-31 可知，对于多点随机振动激励，结构振动较复杂，在多个模态频率点附近容易产生较大的振动。

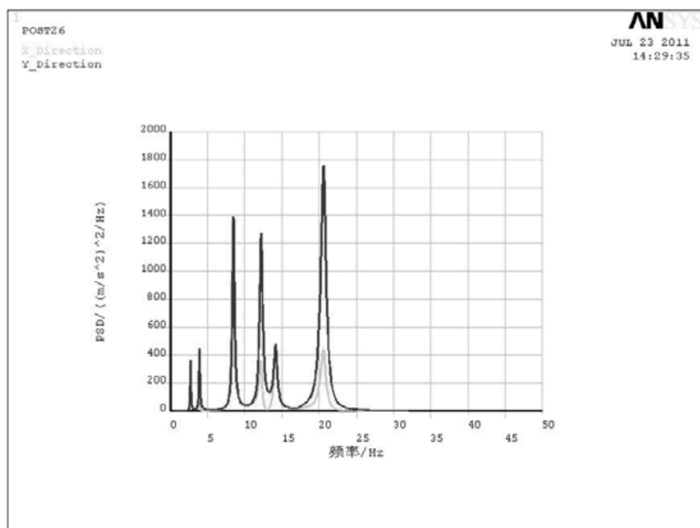


图 16−31　PSD 加速度响应谱−频率曲线

16.8　本章小结

1）随机振动分析用于确定结构在随机载荷作用下的响应。与确定性振动不同，随机振动服从概率统计规律，只能用概率统计方法描述，我们只能知道物理量的统计值（均值、均方根值、标准偏差）。

2）随机振动分析的输出为响应功率谱密度，与输入的随机功率谱密度具有同样的物理意义。

3）在随机振动分析之前，必须进行模态分析。为了提高计算精度，提取的模态频率应覆盖激振频率范围的 1.5 倍。

第 17 章　几何非线性分析

本章主要介绍几何非线性所涉及的问题及处理方法，给出了利用 HyperMesh 进行几何非线性分析前处理的实例，并解释了几何非线性分析的结果。

17.1　概述

尽管线性有限元分析在工程问题的处理中得到了广泛应用，但对于实际工程问题，几乎不存在具有理想线性行为的结构[11]。为了对实际工程问题进行更精确的仿真分析，必须引入非线性有限元分析。

依据有限元方程和边界条件的具体特点，非线性有限元问题一般可分为 3 类：几何非线性、材料非线性和边界非线性。对于实际工程问题，可能遇到 3 类非线性问题中的一种或多种。本章主要介绍几何非线性问题，其余非线性类型将在后续章节介绍。

17.2　几何非线性涉及的问题及处理方法

17.2.1　小应变大位移

此类问题的特点是结构在载荷作用过程中产生了大的位移或转动（保持很小的应变），如板壳结构的大挠度问题等。此时，结构的平衡方程必须建立于变形后的状态，以便考虑变形对平衡的影响。同时，由于实际发生的大位移、大转动，几何方程也不能简化为线性形式，即应变表达式中必须包含位移的二次项。这样一来，平衡方程和几何方程都将是非线性的。图 17–1 所示为大转动小应变示例。

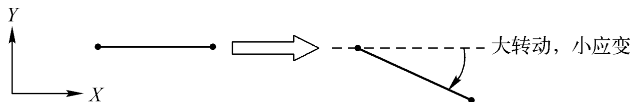


图 17–1　大转动小应变示例

17.2.2　大应变

工程实际中还有另一类几何非线性问题，如橡胶材料受载荷作用时可能出现很大的应变，通常还包含大位移或大转动。对于这类问题，除了采用非线性的平衡方程和几何方程外，还需引入相应的应力–应变关系，即考虑真实应力–应变关系。图 17–2 所示为大应变示例。

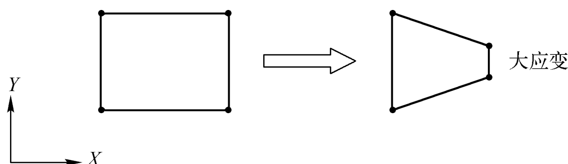


图 17−2　大应变示例

17.2.3 应力刚化效应

结构的面外刚度可能极大地受结构面内应力状态的影响。面内应力和横向刚度之间的耦合，通称为应力刚化。在细薄、高应力的结构中，如缆索或薄膜，应力刚化是最明显的。一个鼓面、一根钢丝（见例 12−2），当它们绷紧时会产生垂向刚度，这是应力刚化常见的例子。

17.2.4 载荷和位移方向

在许多情况下，无论结构如何变形，施加在系统中的载荷都保持恒定的方向。而在另一些情况下，载荷将随单元方向的改变而变化。

ANSYS 根据所施加的载荷类型，可以模拟这两种情况。加速度和集中力将不管单元方向的改变，而保持它们最初的方向。压强载荷作用在变形单元表面的法向，且可被用来模拟“跟随”力。图 17−3 表示了方向不变的力和跟随力。

注意：在大变形分析中，节点坐标系始终保持初始方向不变，因此计算出的位移在最初的方向上输出。

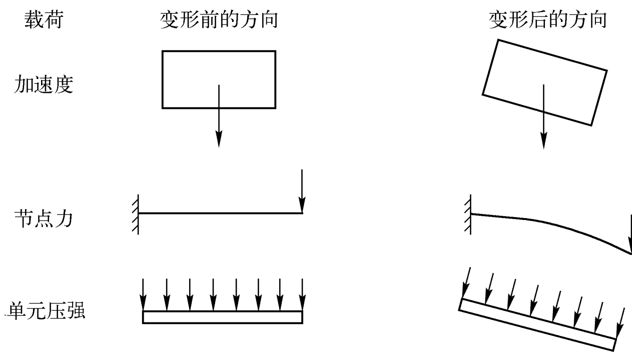


图 17−3　变形前后的载荷方向

17.2.5 有限元网格模型的特殊要求

在大应变、大变形（或大转动）求解过程中，每一步都会用计算出的位移更新节点坐标，新的网格将作为下一步计算的起始点。如果网格严重扭曲，这一步的求解精度将成为问题，这类似于用已扭曲的网格完成一次线性分析。因此，为了考虑后续的网格变形，应控制初始网格质量，尽量不使用带有中间节点的单元，即高阶单元。对于非线性分析，高阶单元仅使用角节点的积分点，其计算精度与低阶单元相同，且这种单元更易受网格扭曲的影响。图 17−4 所示为不同初始网格变形前后的对比。



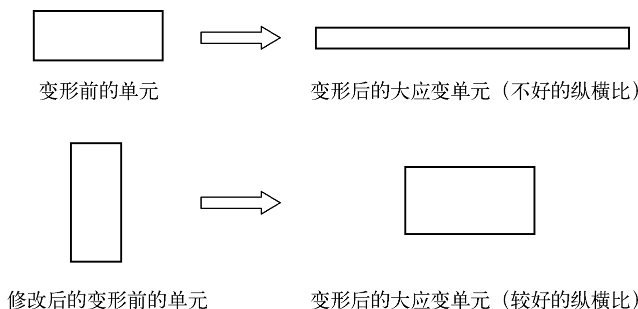


图 17-4　不同初始网格变形前后的对比

17.2.6 几何非线性求解控制

ANSYS 基于问题的物理特性，将各种非线性分析参数自动设置为合适的值。为包含几何非线性效应，只需在求解选项中开启大变形效应（NLGEOM,ON）。对于大多数单元，大变形效应也包含了应力刚化效应。

17.2.7 监视求解过程

在非线性分析求解过程中，ANSYS 在每个平衡迭代期间根据收敛准则计算收敛范数。ANSYS 将连续进行平衡迭代直到满足收敛准则（或者达到允许的平衡迭代的最大次数）。

ANSYS 的自动求解控制应用 0.5%的力（或力矩）的 L2 范数（平方和的平方根，SRSS）容限，这对于大部分情况是合适的。在大多数情况下，除进行力范数的检查外，还进行 5%的位移的 L2 范数的检查。图 17-5 所示为图形化的收敛过程。

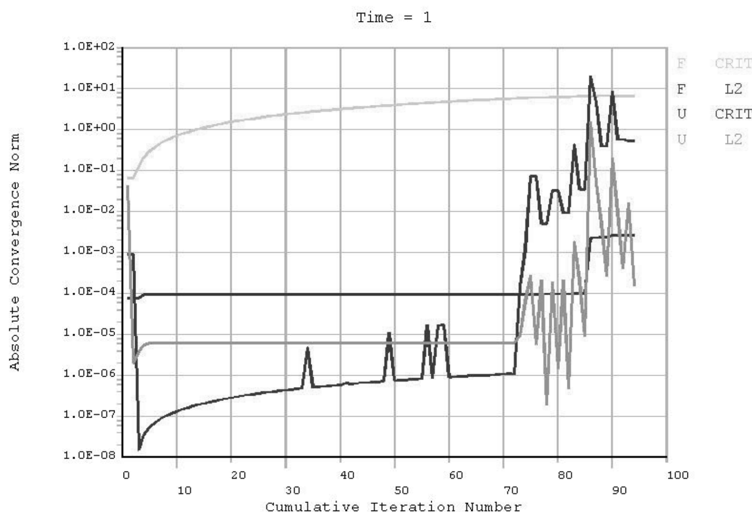


图 17-5　图形化的收敛过程

图 17-5 中，F CRIT 和 U CRIT 分别为力和位移的收敛准则；F L2 和 U L2 分别为力和位移的 L2 范数。当 L2 范数位于 CRIT 曲线下方时，则满足收敛准则。

17.3 几何非线性分析实例

【例 17–1】 环形薄板大挠度变形问题[12]。

17.3.1 问题描述

图 17–6 所示为环形薄板的力学模型。环形薄板内边缘固定约束，外边缘自由，环面承受均布压强 q=0.2MPa，求解薄板外边缘大挠度变形，并与小变形理论对比。已知条件如下：

薄板内半径 b=10mm。

薄板外半径 a=20mm。

薄板厚度 h=0.3mm。

薄板材料为钢，其特性：杨氏模量为 206GPa，泊松比为 0.3。

图 17–6 中，r 为薄板径向；w 为薄板挠度。

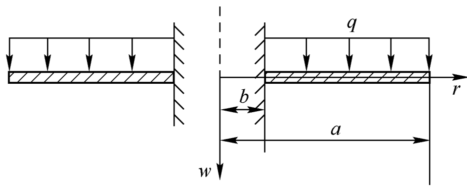


图 17–6 环形薄板的力学模型

17.3.2 网格划分

本例的几何模型较简单，可直接在 HyperMesh 中建立 1/4 圆环模型，再划分网格。

将 1/4 圆环沿径向离散为 10 个单元，周向离散为 40 个单元，并放置于 plate 组件集，如图 17–7 所示。

17.3.3 单元定义

为了更好地模拟曲线边界，并提高计算精度，选用高阶板壳单元 SHELL281，采用默认单元选项。

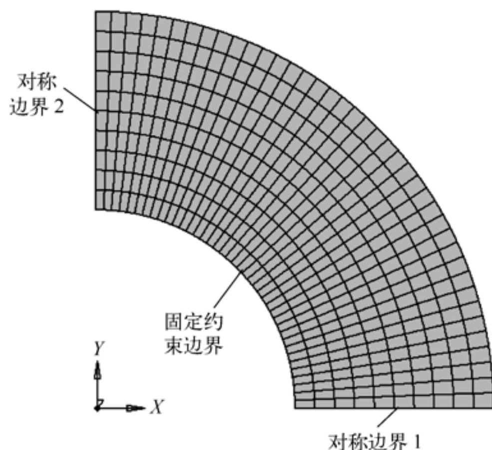


图 17–7 环形薄板网格模型（10×40）

17.3.4 设置实常数

设置 SHELL281 单元的实常数 TKI(1)=0.3mm，以定义板壳的厚度。

17.3.5 材料定义

圆环材料为钢，杨氏模量 EX 为 2.06E5MPa，泊松比 NUXY 为 0.3。

17.3.6 边界条件定义

1）约束内半径节点的 6 个自由度，并将约束载荷放置于载荷集 constraints_fixed 中。

2）对于图 17−7 所示的对称边界 1，约束 UY、ROTX、ROTZ 自由度，即勾选 dof2、dof4、dof6，并将约束载荷放置于载荷集 symmetry1 中。

3）对于图 17−7 所示的对称边界 2，约束 UX、ROTY、ROTZ 自由度，即勾选 dof1、dof5、dof6，并将约束载荷放置于载荷集 symmetry2 中。

17.3.7 载荷定义

对所有单元施加大小为 0.2MPa 的压力载荷，并将载荷放置于载荷集 pressure 中。压强方向通过指定表面节点的顺序确定（右手法则），如图 17−8 所示。

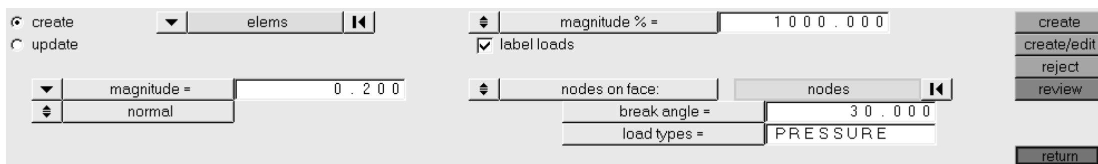


图 17−8　施加压力载荷

17.3.8 求解控制

1）将模型导出为.cdb 文件，并输入到 ANSYS。

2）设置求解控制选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > Sol’n Controls，在 Basic 选项卡中开启大变形效应，设置求解结束时间为 50s，关闭时间步长控制，设置载荷子步为 50，将所有求解数据写入结果文件，写入频率为每个子步，如图 17−9 所示。

17.3.9 求解并查看结果

执行求解命令：

```
/SOLU
SOLVE
```

或者采用 GUI 方式提交求解：

Main Menu > Solution > Solve > Current LS

1）进入普通后处理器 POST1，读入 SET 50，查看薄板变形，如图 17−10 所示。

由图 17−10 可知，环形薄板外边缘挠度为 0.419846mm。

2）进入时间历程后处理器 POST26，读取环形薄板外边缘挠度−时间数据，并绘制曲

线，如图 17-11 所示。为了与小挠度理论对比，图 17-11 也包含了薄板小挠度变形数据。

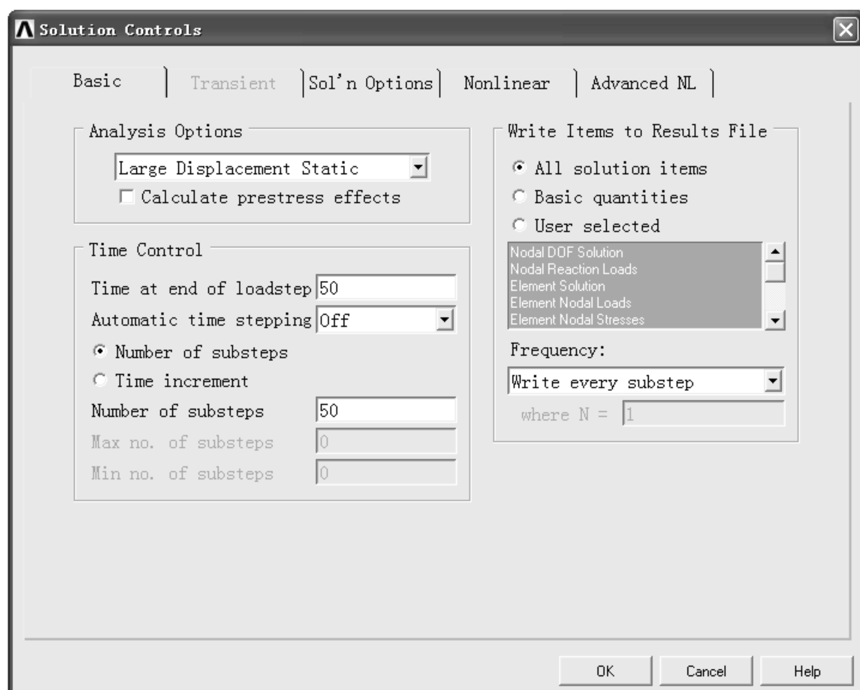


图 17-9　Solution Controls 对话框

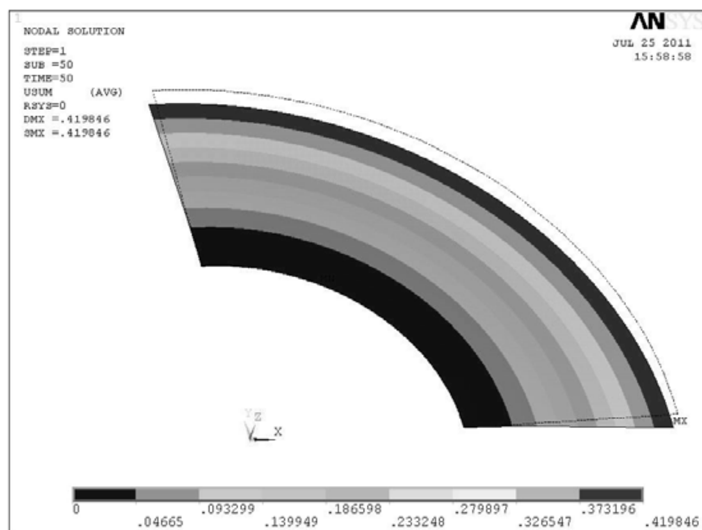


图 17-10　环形薄板位移云图

由图 17-11 可知，当环形薄板挠度变形量较小时，小挠度解与大挠度解非常接近；随着薄板挠度变形的增大，小挠度解相对大挠度解的偏差不断增大（最大偏差为 28.7%）。其原因在于：随着薄板挠度的增大，薄板中面内各点产生的纵向位移已不能略去，小挠度理论的

假设已不成立[13]，此时必须采用大挠度理论才能准确求得真实的薄板挠度变形。由此可见，大挠度理论不仅适用于薄板大挠度变形，也同样适用于小挠度变形。

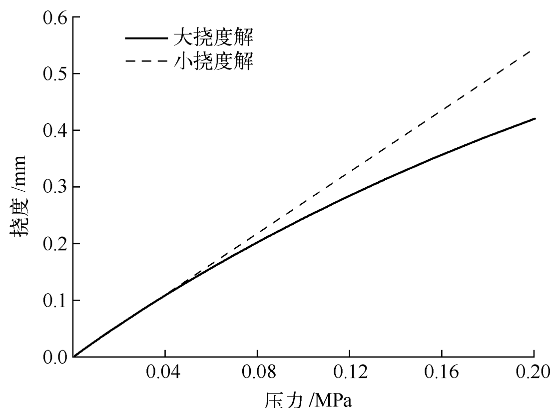


图 17-11　大挠度与小挠度理论挠度值对比曲线

17.4　本章小结

1）几何非线性涉及大应变、大位移、大转动和应力刚化等问题，求解过程必须开启大变形效应，采用缓慢加载可增强收敛性。

2）考虑几何非线性的分析更加符合工程实际，相比线性技术，其计算精度更高，但建模难度较大，且需消耗更多的计算资源，通常还需克服计算不收敛的困难。

第 18 章　材料非线性分析



本章主要介绍材料非线性所涉及的问题及处理方法，给出了利用 HyperMesh 进行弹塑性材料非线性分析和超弹性材料非线性分析前处理的实例，并分别解释了分析结果。

18.1　概述

材料非线性是指本构方程中的应力和应变不成线性关系。许多因素可以影响材料的应力-应变性质。非线性弹性、塑性、超弹性材料的非线性应力-应变关系，可以使结构刚度在不同载荷水平下（以及在不同温度下）改变。蠕变、粘塑性和粘弹性可以引起与时间、率、温度和应力相关的非线性。

ANSYS 可以包含上述任何材料非线性。本书只介绍弹塑性和超弹性材料非线性，这两种非线性材料的实例分别是金属和橡胶。

18.2　弹塑性涉及的问题及处理方法

18.2.1　弹塑性

许多常用的工程材料，在应力水平低于比例极限时，应力-应变为线性关系。超过比例极限后，应力-应变关系变为非线性，但却不一定是非弹性的。以不可恢复的应变为特征的塑性，则在应力超过屈服点后开始出现。由于屈服极限与比例极限相差很小，ANSYS 在弹塑性分析中，假设这两个点相同。图 18-1 所示为弹塑性应力-应变曲线。

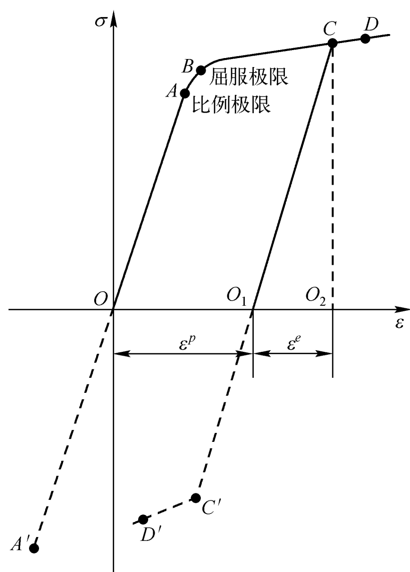


图 18-1　弹塑性应力-应变曲线

图 18-1 中，ε 为应变；σ 为应力；ε^p 为塑性应变；ε^e 为弹性应变，总应变为两者之和。

卸载服从弹性规律，斜率与初始加载相同，如 $OABCO_1$ 为一个加载-卸载历程。重复加载时，应力-应变沿曲线 O_1CD 上升。由于之前产生了塑性变形，将屈服极限由 B 点提高到 C 点，这种现象称为应变强化或应变硬化[14]。

塑性是一种非保守的（不可逆的）、与路径相关的现象。换句话说，载荷施加的顺序，以及什么时

候发生塑性响应，影响最终的求解结果。

如果预计分析中会出现塑性响应，则应把载荷处理成一系列的小增量载荷步或时间步，以使模型尽可能符合载荷−响应路径。

18.2.2 Bauschinger 效应

对于大多数金属材料，如果卸载后进行反向加载（拉伸改为压缩），首先出现压缩的弹性变形，随后产生塑性变形（曲线 $O_1C'D'$），但这时的压缩屈服应力（点 C'）一般低于一开始就反向加载时的屈服应力（点 A'）的代数值。这种由于拉伸时强化影响到压缩时弱化的现象称为 Bauschinger 效应。

18.2.3 静水压力

静水压力为均匀作用于物体表面的压力。许多金属材料的实验结果表明，当静水压力不太大时，材料体积的变化服从弹性规律而不产生永久的塑性体积改变，故当材料有较大的塑性变形时（弹性变形相对很小），可近似认为体积是不可压缩的。此外，静水压力对屈服应力的影响也不大。

18.2.4 率相关性

塑性应变可能是加载速度的函数。对于受高速撞击载荷或爆炸载荷作用的结构，就需要考虑应变率效应对材料性质的影响，这就是率相关性。但在一般加载速度条件下，塑性应变可不考虑时间效应，称为率无关性。

18.2.5 屈服准则

对于单向受拉试件，可以通过简单地比较轴向应力与材料的屈服应力来确定是否有塑性变形发生。然而，对于一般的应力状态，是否到达屈服点并不是很明显。

屈服准则是一个可以用来与单轴测试的屈服应力相比较的应力状态的标量表示。因此，知道了应力状态和屈服准则，就能确定是否有塑性应变产生。屈服准则的值也叫等效应力，当等效应力超过材料的屈服应力时，将会发生塑性变形。

von Mises 屈服准则是一个比较通用的屈服准则，尤其适用于金属材料。对于 von Mises 屈服准则，其等效应力 σ_e 为

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2}\left[(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_1-\sigma_3)^2\right]} \tag{18−1}$$

式中，σ_1、σ_2、σ_3 为 3 个主应力。

可以在主应力空间画出 von Mises 屈服准则，如图 18−2 所示。

在三维主应力空间中，von Mises 屈服面是一个以 $\sigma_1=\sigma_2=\sigma_3$ 为轴的圆柱面，在二维主应力空间中，屈服面是一个椭圆。屈服面内的任何应力状态都是弹性的，屈服面外部的任何应力状态都是塑性的。

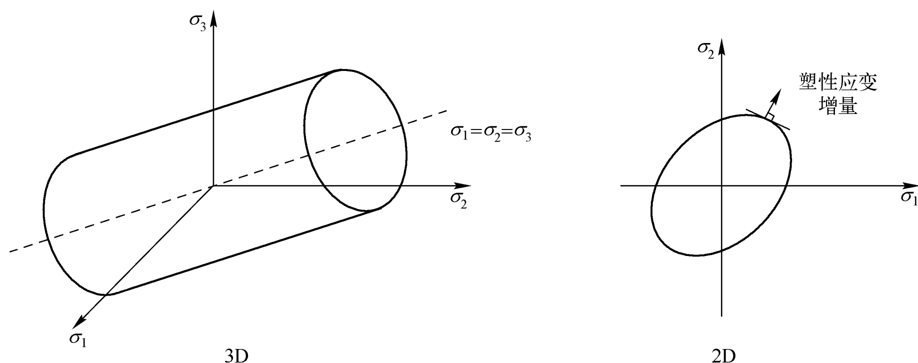


图 18-2　主应力空间中的 von Mises 屈服面

18.2.6 流动准则

流动准则描述了材料发生屈服时，塑性应变的方向。如果塑性应变增量（率）指向屈服面的外法向，这种流动准则叫做相关流动准则（见图 18-2，正交流动法则）。如果使用其他的流动准则，则叫做不相关流动准则。

18.2.7 强化准则

与单轴情况相联系，强化准则规定了材料的应变强化，它描述在塑性流动过程中怎样改变屈服面——初始屈服面随着塑性应变的增加是怎样发展的。等向强化准则和随动强化准则是最简单的两种模型。

（1）等向强化准则

等向强化预测初始屈服面随塑性流动将均匀扩张。此强化模型假设塑性变形是各向同性过程，忽略 Bauschinger 效应，如图 18-3 所示。

（2）随动强化准则

等向强化模型并未考虑 Bauschinger 效应，故在分析应力做反复变化的问题时，往往会带来较大的误差。基于这种情况，经常采用的另一种简化模型就是随动强化模型。该模型认为，屈服曲面随着塑性变形的过程而在应力空间中做刚性移动。这时，屈服曲面的大小和形状都没有改变，如图 18-4 所示。

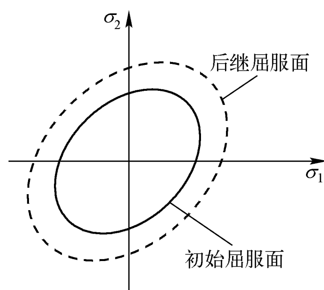


图 18-3　等向强化的屈服面变化图

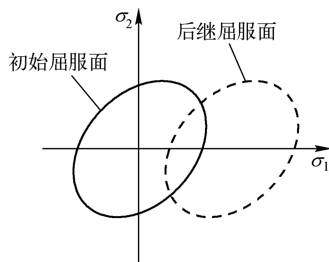


图 18-4　随动强化的屈服面变化图

18.2.8 弹塑性材料简化模型

ANSYS 提供了多种弹塑性材料模型，本书只介绍其中两种：双线性随动强化模型和多线性随动强化模型（见图 18−5）。这两种模型均包含了 Bauschinger 效应，满足 von Mises 屈服准则和相关流动准则。



图 18−5 双线性随动强化（左）和多线性随动强化（右）

对于双线性随动强化模型，需要输入的材料参数包括杨氏模量、泊松比、屈服应力和切向模量（应力−应变曲线中在屈服点以后的模量）。GUI 方式为 Main Menu > Preprocessor > Material Props > Material Models > Structural > linear > Elastic > Isotropic；Main Menu > Preprocessor > Material Props > Material Models > Structural > Nonlinear > Inelastic > Rate Independent > Kinematic Hardening Plasticity > Mises Plasticity > Bilinear。

对于多线性随动强化模型，需要输入的材料参数包括杨氏模量、泊松比和应力−应变数据点。需要注意的是，杨氏模量必须与应力−应变曲线的第一点相对应。对于超过曲线末端的应变值，假设为理想弹塑性材料，即切向模量为零的情况。GUI 方式为 Main Menu > Preprocessor > Material Props > Material Models > Structural > linear > Elastic > Isotropic；Main Menu > Preprocessor > Material Props > Material Models > Structural > Nonlinear > Inelastic > Rate Independent > Kinematic Hardening Plasticity > Mises Plasticity > Multilinear（General）。例 18−1 给出了定义多线性随动强化材料的示例。

18.2.9 有限元网格模型的特殊要求

对于塑性分析，高阶单元仅使用角节点的积分点，其计算精度与低阶单元相同。因此，应优先选用低阶单元用于塑性分析，同时划分足够细密的网格，大变形分析时还需确保单元在变形过程中具有较好的单元形状。

18.2.10 弹塑性求解控制

由于弹塑性是一种与路径相关的非线性，因此需要缓慢加载，使用多个子步求解，推荐开启自动时间步长控制（默认设置）。

18.3 超弹性涉及的问题及处理方法

18.3.1 超弹性

超弹性可用于分析橡胶类材料，这类材料可承受十分大的可恢复（弹性）变形，但体积改变极微（不可压缩，泊松比一般在 0.48~0.5 之间），其变形过程是保守的（与加载路径无关）。

18.3.2 超弹性材料简化模型

一般工程材料（如金属等）的应力状态用一条应力−应变曲线来描述，而超弹性材料通常采用应变能密度函数 W 导出应力分量。

在ANSYS中，假定超弹性材料是各向同性的，在每个方向都有完全相同的材料特性。在这种情况下，可以根据应变不变量I_1、I_2和I_3写出应变能密度函数。特别地，对于不可压缩的超弹性材料，$I_3=1$。

ANSYS 提供了多种超弹性材料模型，本书只介绍工程中常用的 Mooney−Rivlin 模型，即

$$W=\sum_{i,j=0}^{\infty}C_{ij}\left(I_1-3\right)^i\left(I_2-3\right)^j \tag{18−2}$$

式中，C_{ij} 为材料常数，采用应力的单位。

ANSYS 可使用 2、3、5 或 9 个材料常数定义超弹性材料，其中两参数的 Mooney−Rivlin 模型为

$$W=C_{10}\left(I_1-3\right)+C_{01}\left(I_2-3\right) \tag{18−3}$$

两参数模型适用于应变大约为 100%（拉）和 30%（压）的情况，更高阶的 Mooney−Rivlin 模型对于较大应变的求解可得到更好的近似。

对于两参数 Mooney−Rivlin 模型，需要输入的材料参数包括泊松比、C_{10} 和 C_{01}，而杨氏模量不参与计算。GUI 方式为 Main Menu > Preprocessor > Material Props > Material Models > Structural > linear > Elastic > Isotropic；Main Menu > Preprocessor > Material Props > Material Models > Structural > Nonlinear > Elastic > Hyperelastic > Mooney−Rivlin > 2 parameters。例 18−2 给出了定义两参数 Mooney−Rivlin 模型的示例。

18.3.3 有限元网格模型的特殊要求

对于超弹性分析，结构将经历非常大的变形和应变，应优先选用低阶单元建立有限元网格模型（杆和梁单元不支持超弹性分析），同时确保单元在变形过程中具有较好的单元形状。

18.3.4 单元技术的特殊要求

为了克服不可压缩材料带来的数值困难（如体积锁定等），需引入混合 U−P 单元技术。对于三维模型，推荐采用如下单元选项：

SHELL181　K3=0（带沙漏控制的缩减积分，默认）

SOLID185　K2=0（基于 $\bar{B}$ 法的完全积分，默认）；K6=1（混合 U−P）

SOLID186　K2=0（缩减积分，默认），K6=1（混合 U−P）

若在实际应用中遇到收敛困难，可调整单元积分选项。

18.3.5 超弹性求解控制

超弹性包含了几何非线性效应，需在求解选项中开启大变形效应（NLGEOM,ON）。同

时，应缓慢施加载荷，使用多个子步求解，推荐开启自动时间步长控制（默认设置）。

18.4 弹塑性材料非线性分析实例

【例 18−1】 铸铝弹塑性变形分析。

18.4.1 问题描述

铸铝试件如图 18−6 所示，分析铸铝试件经历拉伸加载−卸载−反向加载−卸载过程中的弹塑性响应。已知条件如下：

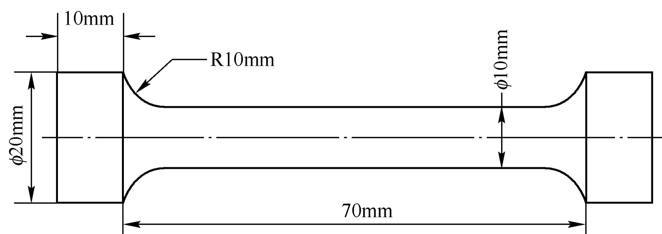


图 18−6 铸铝试件

拉伸和压缩载荷幅值均为 22500N。

铸铝材料特性：杨氏模量为 70GPa，泊松比为 0.3，屈服极限为 280MPa，强度极限为 310MPa，铸铝应力−应变数据见表 18−1。

表 18−1 铸铝应力−应变数据

应　变	0.004	0.01	0.015	0.02	0.025	0.03
应力/MPa	280	292	300	305	308	310

18.4.2 网格划分

1）由于模型及载荷具有对称性，所以截取 1/8 几何模型用于网格划分。

2）为了便于划分六面体单元，将 1/8 几何模型切为 3 块，如图 18−7 所示。

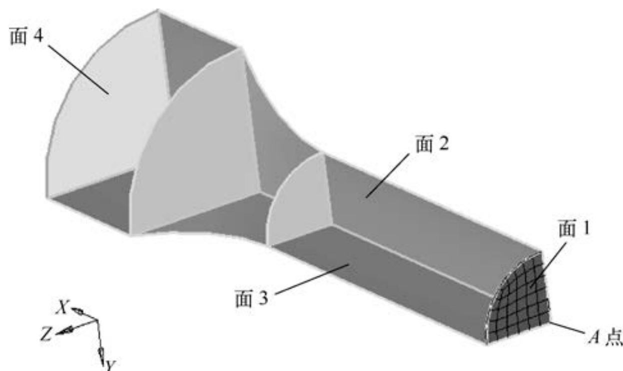


图 18−7 1/8 几何模型

3）划分四边形面网格（见图 18-7，35 个单元）。

4）划分六面体单元（见图 18-8，1330 个单元），并将其放置于 solid 组件集。

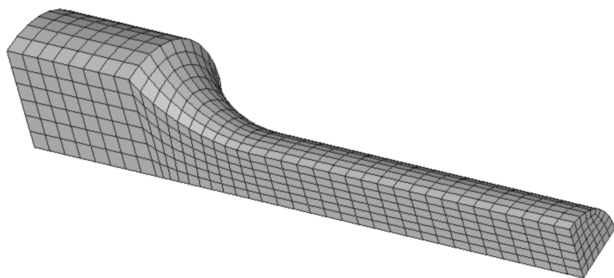


图 18-8　铸铝的 1/8 六面体网格模型

5）为了便于在 ANSYS 中施加载荷，将图 18-7 中位于面 4 的节点（共 47 个）放置于节点集 force_nodes。

18.4.3 单元定义

选用 SOLID185 单元，并设置 K2=2，采用增强应变公式算法可提高计算精度。

18.4.4 材料定义

利用 HyperMesh Utility 选项卡中的 Material 工具定义材料特性。Material type 选择 MPDATA，勾选 TB options 选项，Number of temp 设置为 1，杨氏模量 EX 为 70000MPa，泊松比 NUXY 为 0.33，TB label 设置为 KINH，Number of data points 设置为 6，TB type 选择 TBPT，输入表 18-1 中的应力-应变数据，*X* 列为应变，*Y* 列为应力，如图 18-9 所示。

ANSYS 可绘制多线性随动强化材料应力-应变曲线，如图 18-10 所示。

18.4.5 边界条件定义

1）约束图 18-7 中面 1 的自由度 UX，即勾选 dof1，并将约束载荷放置于载荷集 constraints_x 中。

2）约束图 18-7 中面 2 的自由度 UZ，即勾选 dof3，并将约束载荷放置于载荷集 constraints_z 中。

3）约束图 18-7 中面 3 的自由度 UY，即勾选 dof2，并将约束载荷放置于载荷集 constraints_y 中。

18.4.6 第一载荷步求解控制

1）将模型导出为.cdb 文件，并输入到 ANSYS。

2）设置求解控制选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > Sol’n Controls，在 Basic 选项卡中开启大变形效应，设置求解结束时间为 1s，开启自动时间步长控制，设置载荷子步为 50，最大载荷子步为 100，最小载荷子步为 30，将所有求解数据写入结果文件，写入频率为每个子步，如图 18-11 所示。

Material

Name: Aluminium

ID: 1 Color:

Material type:

(•) MPDATA

[ ] Non uniform temp table

[x] TB options

( ) MP

Number of temp: 1

Material Prop	STLOC	T1
MPTEMP	1	0
EX	1	70000
NUXY	1	0.33

TABLE DATA

TB label: KINH　Number of temp: 1　TBOPT:

TB type: ( ) TBDAT (•) TBPT　Number of data points: 6　EOSOPT:

TBTEMP		T1
KMOD		1
TBPT	X	Y
TBPT,C1	0.004	280
TBPT,C2	0.01	292
TBPT,C3	0.015	300
TBPT,C4	0.02	305
TBPT,C5	0.025	308
TBPT,C6	0.03	310

Update　Cancel

图 18-9　定义多线性随动强化材料参数

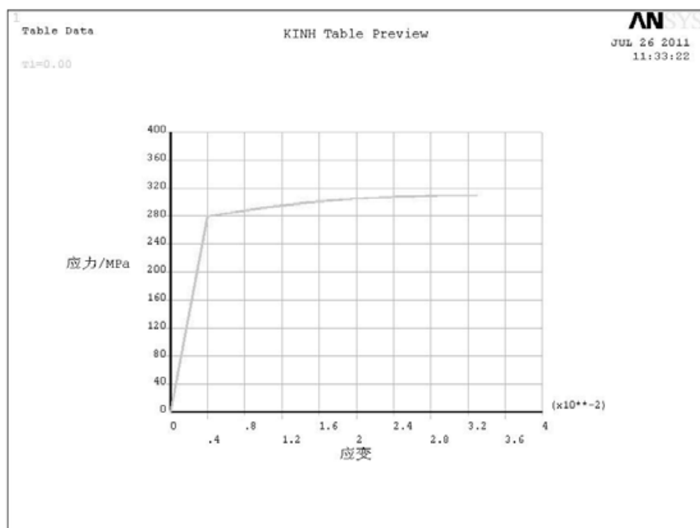


图 18-10　多线性随动强化材料应力-应变曲线

18.4.7 定义载荷 1

对节点集 force_nodes 的每个节点施加 *X* 方向的拉力 22500/4/47N，模拟拉伸加载。

18.4.8 写出载荷步 1

输入命令：LSWRITE,1

18.4.9 第二载荷步求解控制

将图 18-11 中的求解结束时间改为 2s，其余不变。

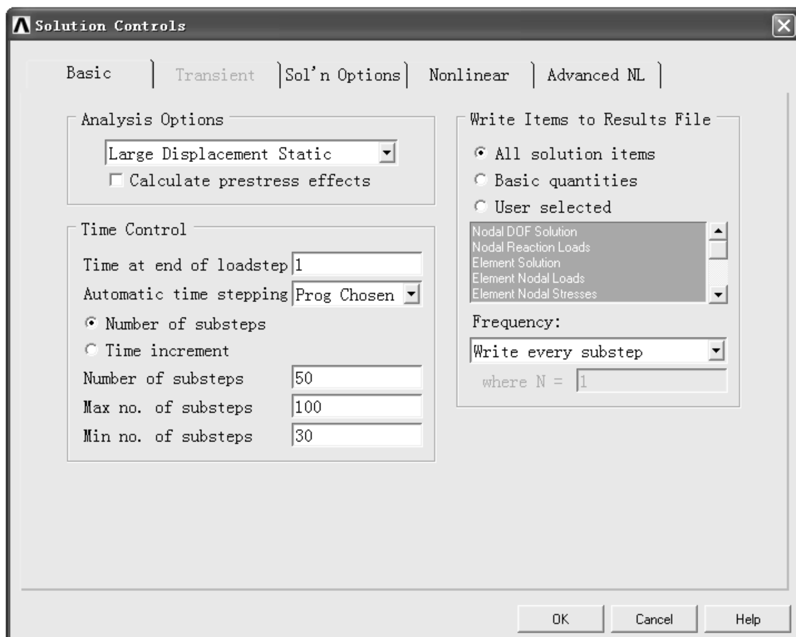


图 18-11　Solution Controls 对话框

18.4.10 定义载荷 2

删除节点集 force_nodes 的 *X* 方向拉力，模拟卸载。

18.4.11 写出载荷步 2

输入命令：LSWRITE,2

18.4.12 第三载荷步求解控制

将图 18-11 中的求解结束时间改为 3s，其余不变。

18.4.13 定义载荷 3

对节点集 force_nodes 的每个节点施加−*X* 方向的压力 22500/4/47N，模拟反向加载。

18.4.14 写出载荷步 3

输入命令：LSWRITE,3

18.4.15 第四载荷步求解控制

将图 18-11 中的求解结束时间改为 4s，其余不变。

18.4.16 定义载荷 4

删除节点集 force_nodes 的-*X* 方向压力，模拟卸载。

18.4.17 写出载荷步 4

输入命令：LSWRITE,4

18.4.18 求解并查看结果

执行求解命令：

```
/SOLU
LSSOLVE,1,4,1
```

或者采用 GUI 方式提交求解：

Main Menu > Solution > Solve > From LS Files

1）进入普通后处理器 POST1，读取最后子步（TIME=4）的结果，查看残余变形和残余应力，如图 18-12 和图 18-13 所示。

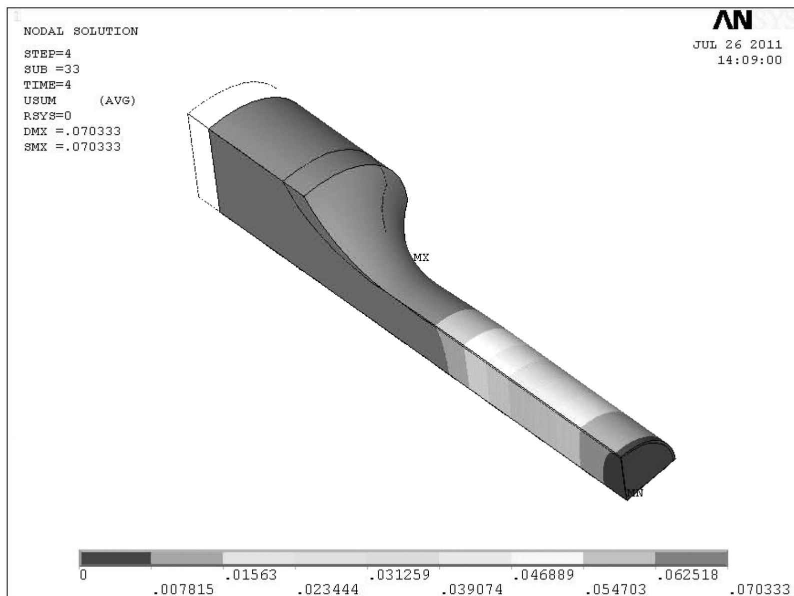


图 18-12 残余变形云图

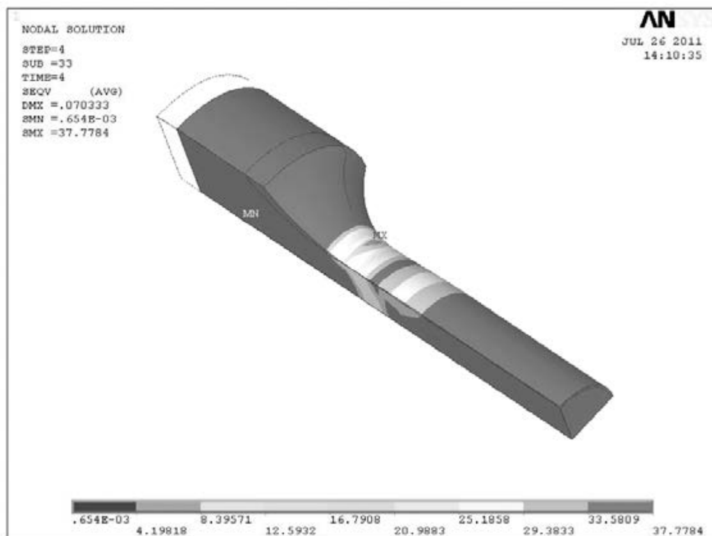


图 18–13　残余 von Mises 应力云图

由图 18–12 和图 18–13 可知，完全卸载后，铸铝产生了最大 0.070333mm 的残余变形，最大残余 von Mises 应力为 37.7784MPa。

2）进入时间历程后处理器 POST26，利用 Variable Viewer 定义图 18–7 中 *A* 点的 *X* 方向应力、*X* 方向弹性应变、*X* 方向塑性应变，再将弹性应变和塑性应变求和，求得总应变。绘制 *X* 方向应力–总应变曲线，如图 18–14 所示。

由图 18–14 可知，经过一个加载循环（拉伸加载–卸载–反向加载–卸载）后，铸铝产生了永久变形，即塑性变形。

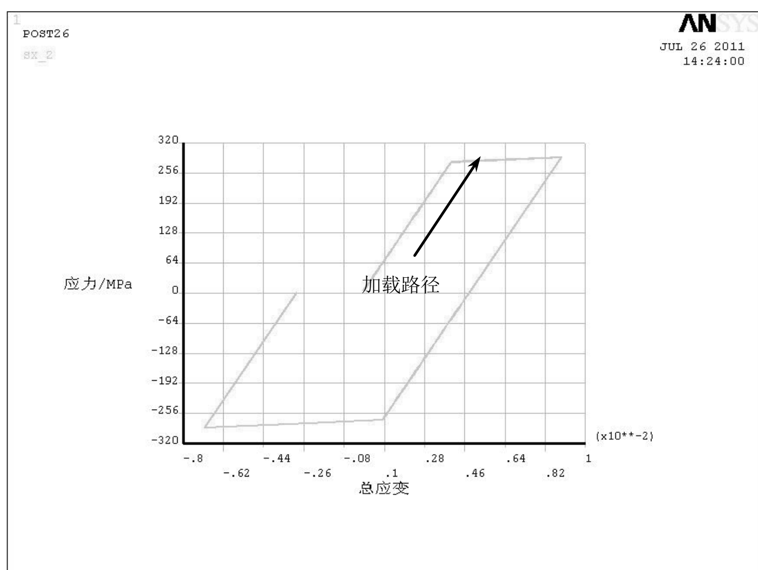


图 18–14　*X* 方向应力–总应变曲线

18.5　超弹性材料非线性分析实例

【例 18-2】 圆形薄板超弹性变形分析。

18.5.1 问题描述

图 18-15 所示为圆形薄板几何模型，外边缘铰支约束，圆面受压强 0.3MPa（-Z 方向）的作用，求薄板的超弹性变形。已知条件如下：

薄板厚度为 12mm。

薄板为橡胶材料，两参数的 Mooney-Rivlin 模型参数为 C_{10} =0.55158MPa，C_{01} = 0.13790MPa，泊松比为 0.5。

18.5.2 网格划分

1）由于模型及载荷具有对称性，所以仅需建立 1/4 几何模型。

2）将 1/4 圆形划分为 32 个四边形面网格，并放置于 plate 组件集，如图 18-16 所示。

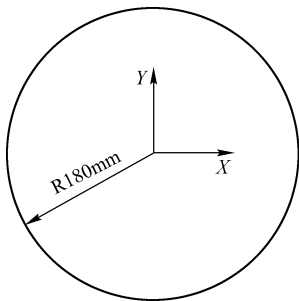


图 18-15　圆形薄板几何模型

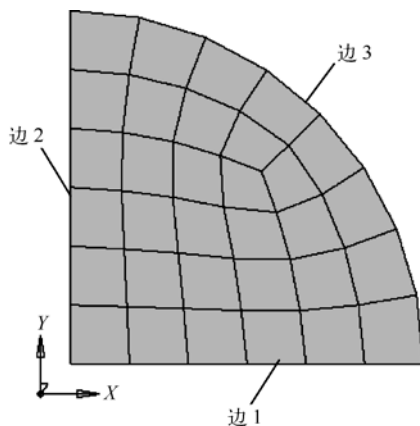


图 18-16　圆形薄板 1/4 有限元模型

18.5.3 单元定义

选用 SHELL181 单元，注意应保持默认单元选项设置。

18.5.4 设置实常数

设置 SHELL181 单元的实常数 TKI(1)=12mm，以定义薄板厚度。

18.5.5 材料定义

利用 HyperMesh Utility 选项卡中的 Material 工具定义材料特性。Material type 选择 MPDATA，勾选 TB options 选项，Number of temp 设置为 1，杨氏模量 EX 不参与计算，可设置为 1MPa，泊松比 NUXY 为 0.5，TB label 设置为 HYPER，Number of data points 设置为 2，

TB type 选择 TBDAT，TBDATA,C1 为 C_{10} =0.55158MPa，TBDATA,C2 为 C_{01} = 0.13790MPa，如图 18-17 所示。

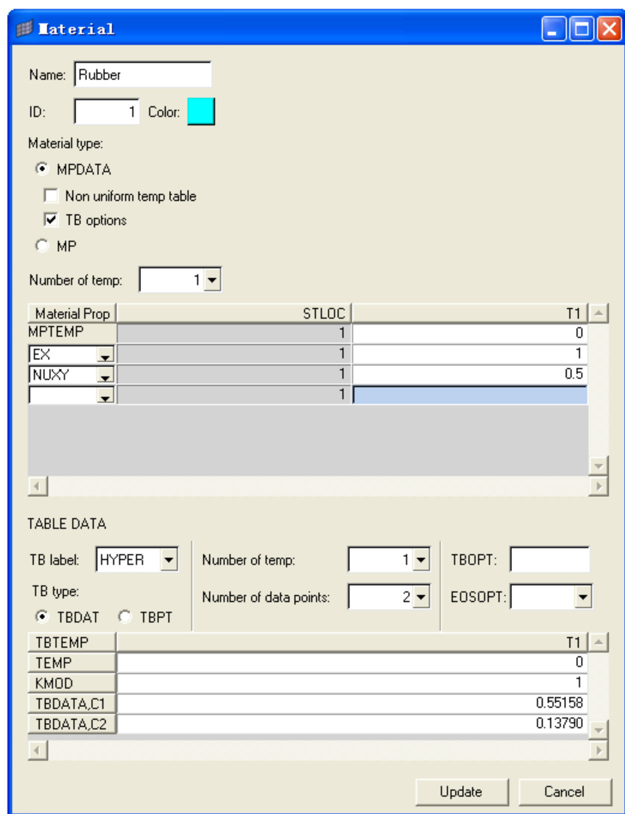


图 18-17 定义超弹性材料参数

18.5.6 边界条件定义

1）约束图 18-16 中边 1 的自由度 UY、ROTX、ROTZ，即勾选 dof2、dof4、dof6，并将约束载荷放置于载荷集 constraints1 中。

2）约束图 18-16 中边 2 的自由度 UX、ROTY、ROTZ，即勾选 dof1、dof5、dof6，并将约束载荷放置于载荷集 constraints2 中。

3）约束图 18-16 中边 3 的自由度 UX、UY、UZ，即勾选 dof1、dof2、dof3，并将约束载荷放置于载荷集 constraints3 中。

18.5.7 载荷定义

对所有单元施加大小为 0.3MPa 的压力载荷，并将载荷放置于载荷集 pressure 中。压强方向通过指定表面节点的顺序确定（右手法则）。

18.5.8 求解控制

1）将模型导出为.cdb 文件，并输入到 ANSYS。

2）设置求解控制选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > Sol'n Controls，在 Basic 选项卡中开启大变形效应，设置求解结束时间为 0.3s（方便绘制变形-载荷曲线），开启自动时间步长控制，设置载荷子步为 400，最大载荷子步为 1000，最小载荷子步为 25，将所有求解数据写入结果文件，写入频率为每个子步，如图 18-18 所示。

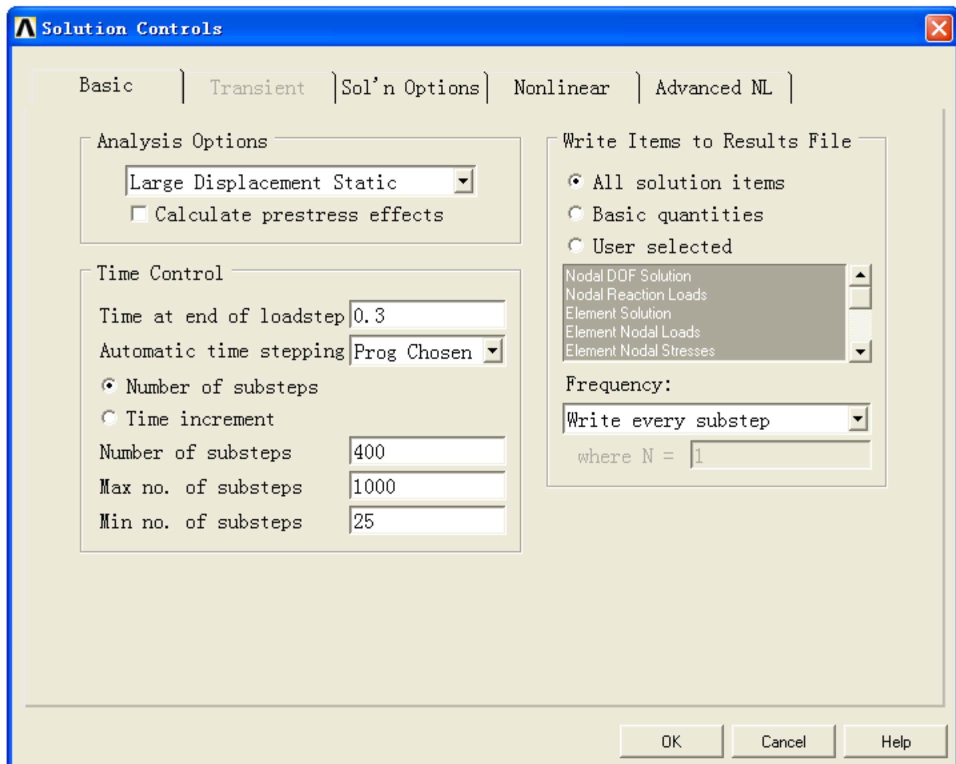


图 18-18　Solution Controls 对话框

18.5.9　求解并查看结果

执行求解命令：

```
/SOLU
SOLVE
```

或者采用 GUI 方式提交求解：

Main Menu > Solution > Solve > Current LS

1）进入普通后处理器 POST1，读取最后子步（TIME=0.3）的结果，查看薄板变形云图，如图 18-19 所示。

由图 18-19 可知，橡胶薄板产生了非常大的变形（最大为 310.556mm）。

2）进入时间历程后处理器 POST26，利用 Variable Viewer 定义薄板圆心点的 Z 方向位移，并绘制位移-压强曲线，如图 18-20 所示。

由图 18-20 可知，薄板圆心点的挠度与表面压强呈非线性关系。

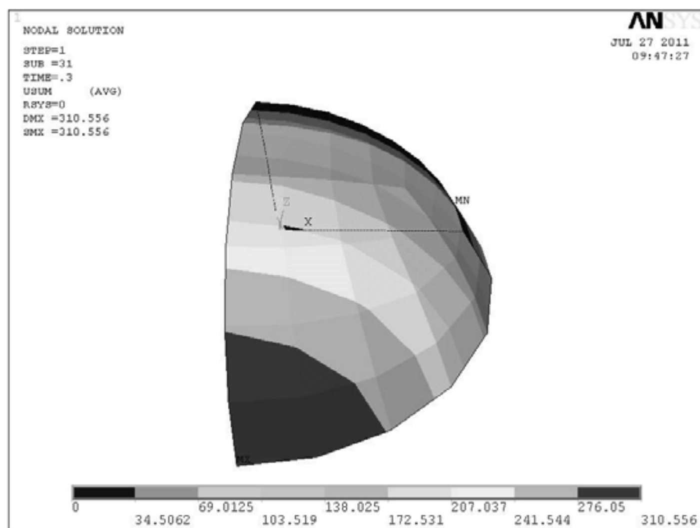


图 18-19　薄板变形云图

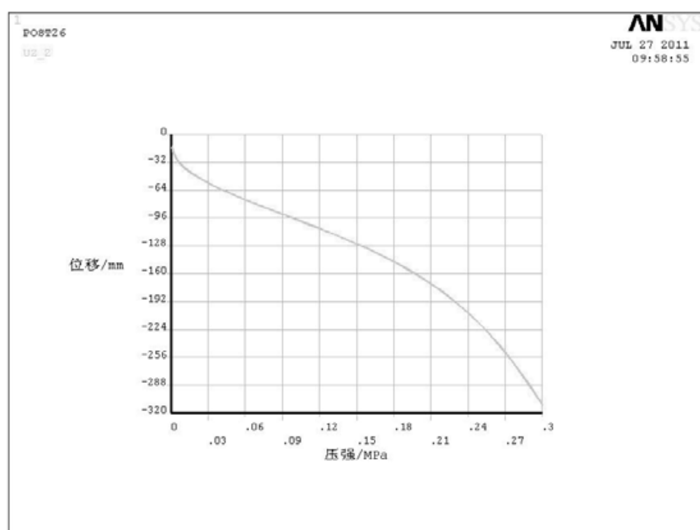


图 18-20　*Z* 方向位移-压强曲线

18.6　本章小结

1）材料非线性通常包含几何非线性效应，除定义合适的材料特性外，求解过程也应开启大变形效应，采用缓慢加载可增强收敛性。

2）事实上，材料非线性可包含非常多的类型，本章仅介绍了其中的两种：弹塑性和超弹性。

第 19 章　接触非线性分析

本章主要介绍接触非线性所涉及的问题及处理方法，给出了利用 HyperMesh 进行过盈配合、接触碰撞、螺栓预紧问题的前处理和求解控制的实例，并分别解释了分析结果。

19.1　概述

接触（含碰撞）非线性是边界非线性问题最典型的例子。接触和碰撞是生产和生活中普遍存在的力学现象，如汽车车轮与路面的接触，发动机活塞与气缸的接触，轴与轴承的接触，齿轮传动过程中齿面的相互接触等。

相对于几何非线性和材料非线性问题，接触非线性问题的研究相对滞后。这是因为接触是一种高度非线性行为。接触边界的位置、范围以及接触面上力的分布和大小不能事先给定，而需依赖对整个问题的求解才能确定。同时，接触问题往往伴随几何非线性和材料非线性。

接触问题可分为两种基本类型：刚体-柔体接触和柔体-柔体接触。在刚体-柔体接触问题中，接触体的一个或多个表面被当做刚体。一般情况下，一种软材料和一种硬材料接触时，可以假定为刚体-柔体接触，如金属成形问题等。柔体-柔体接触是一种更普遍的类型，在这种情况下，两个接触体都是变形体（有相似的刚度），如栓接法兰等。

ANSYS 13.0 已支持 5 种接触类型：面-面接触、点-面接触、点-点接触、线-线接触、线-面接触。面-面接触和点-面接触适用于大多数的工程问题，应用最广泛。本章重点介绍面-面接触和点-面接触问题。

19.2　接触分析原理

ANSYS 通过在接触界面覆盖接触单元或目标单元，并赋予实常数来模拟接触问题。接触单元或目标单元与下伏单元连接，组装，建立接触系统整体的平衡方程。由于接触过程通常依赖于时间，接触问题常采用增量方法求解。

19.3　面-面接触

面-面接触用于模拟刚体-柔体或柔体-柔体之间的接触。由于面-面接触最能反映工程实际问题，因此得到最广泛的应用。

19.3.1　建立面-面接触模型

对于三维问题，ANSYS 使用 TARGE170 单元模拟目标面（通常为刚度较大的接触体，

包括刚体），CONTA173 或 CONTA174（高阶单元）单元模拟接触面。ANSYS 通过相同的实常数号来识别每一个接触对。因此，应为接触对指定相同的实常数号。不同的接触对必须指定不同的实常数号。例 19−1 和例 19−4 为柔体−柔体接触的实例，例 19−2 为刚体−柔体接触的实例。



建立面−面接触模型应注意以下几点：

1）必须确保目标单元和接触单元法向相对。

2）为使接触表面更加光滑，可采用高阶单元划分网格。

3）刚性目标面不需要下伏单元，而由 TARGE170 单元直接构成。

4）若要控制刚性目标面的运动，则使用 PILOT 控制节点，且只在 PILOT 节点施加载荷和约束。

19.3.2 面−面接触分析关键技术

目标单元和接触单元均提供多个单元选项，连同实常数共同控制接触行为。实常数和单元选项的设定对于成功求解接触问题十分重要。

1．实常数

ANSYS 提供了多个实常数选项，对于结构分析，最关键的是 FKN 和 FTOLN。

（1）FKN 罚刚度系数

在接触算法中，接触单元被限制不得穿透目标面。但是，目标单元可以穿透接触面，如图 19−1 所示。正确表达两个物体之间发生接触而不穿透对于计算精度和收敛性均十分重要。外力 F 、接触刚度 k_c 与穿透量 Δl 满足下式：

$$F = k_c \Delta l \qquad (19-1)$$

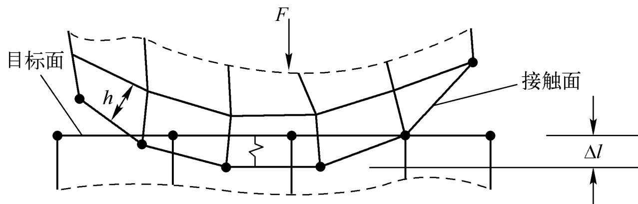


图 19−1 接触模型示意图

为了使接触模型在数学上保持平衡，需要有穿透值（ Δl >0），而物理接触的实体不存在穿透值（ Δl =0）。为了逼近物理事实，应采用较大的接触刚度 k_c ，但太大的接触刚度容易导致收敛问题，太小的接触刚度则不符合物理事实。

在仿真中，通常不直接给定接触刚度的数值，而使用罚刚度系数 F_{kn} （对应于实常数 FKN）来控制接触刚度，它们之间满足下式的关系：

$$k_c = F_{kn} f\left(k_e\right) \qquad (19-2)$$

式中， $f\left(k_e\right)$ 为接触体下层单元刚度的函数。

在接触分析中，不收敛问题多是由于使用了太大的接触刚度而引起的。ANSYS 默认设置 FKN=1，一般可以满足需要。若遇到收敛问题，可以尝试减小 FKN，设置 FKN=



0.01~0.1。

（2）FTOLN 穿透公差系数

FTOLN 用于控制穿透公差，其默认值为 0.1，表示允许目标单元穿透接触单元的极限为 0.1*h*（*h* 为接触单元下伏单元的平均厚度），如图 19−1 所示。若 ANSYS 检测到穿透大于公差极限，则认为求解不收敛。若遇到收敛问题，通常可减小 FKN，不必增大 FTOLN。

2．单元选项

ANSYS 提供了多个单元选项，本节主要介绍结构分析中最重要的选项及推荐设置，未列出的单元选项采用默认值。

（1）TARGE170 目标单元

1）K1 单元阶次。

K1 用于定义目标单元的阶次，只用于 AMESH 和 LMESH 命令（划分网格）。HyperMesh 接触向导依据下伏单元自动选择相应的目标单元阶次，而不必设置 K1，即采用默认值 K1=0（Low order elements）。

2）K2 刚性目标单元边界条件。

K2 用于控制刚性目标单元的边界条件。若 K2=0（Automatically constrained by ANSYS），则 ANSYS 自动约束刚性目标单元的所有自由度；若 K2=1（Specified by user），则由用户设置刚性目标单元的边界条件，此时推荐使用 PILOT 控制节点。

注意：对于柔性目标单元，只能由用户控制柔性目标单元的边界条件，可设置 K2=0，即保持默认值。

（2）CONTA173/174 接触单元

1）K2 接触算法。

K2 用于设置接触算法。对于面−面接触问题，ANSYS 13.0 提供了 5 种接触算法。增广 Lagrangian 方法（K2=0，Augmented Lagrangian）为默认算法，适用于一般的接触问题。

2）K4 接触探测点。

K4 用于设置接触探测点的位置。ANSYS 的面−面接触单元使用 Gauss 积分点作为默认值（K4=0，On Gauss point （for general cases）），Gauss 积分点通常会比节点积分方案产生更精确的结果。在积分点上，接触单元不能穿透进入目标面。然而，目标面能穿透进入接触面。图 19−2 和图 19−3 分别为两种接触探测方案。

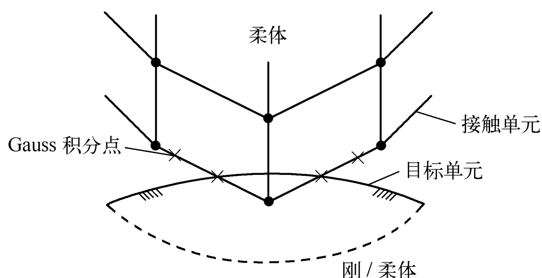


图 19−2　接触探测点位于 Gauss 积分点

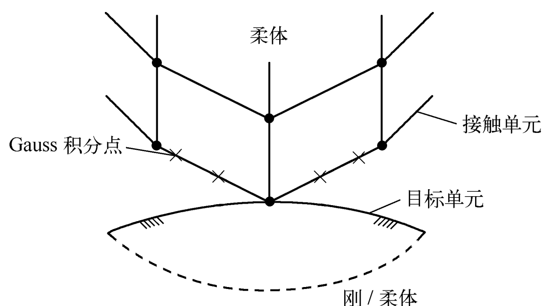


图 19−3　接触探测点位于节点

3）K5/K9 控制初始间隙/穿透。

对于瞬态动力学分析，刚体运动一般不会引起问题。然而在静力分析中，当物体没有足够的约束时会产生刚体运动，有可能产生错误而终止计算。

当仅仅通过接触来约束刚体运动时，用户要确保所建立的接触对是“刚好接触”的。但这通常会遇到以下问题：

ⓐ 物体外形常常是复杂的，很难决定第一个接触点发生在哪儿。

ⓑ 即使实体模型在初始时处于接触状态，在网格划分后由于数值舍入误差，两个面的单元网格之间也可能会产生小缝隙。

ⓒ 接触单元的积分点和目标单元之间可能有小缝隙。

同理，目标面和接触面之间可能产生过大的初始穿透。在这种情况下，接触单元可能会高估接触力，导致不收敛或接触面之间脱开接触关系。

定义初始接触也许是建立接触分析模型时最重要的方面。ANSYS 提供了几种方法来调整接触对的初始接触条件。比较有效的方法是联合单元选项 K5 和 K9，推荐采用如下设置：

ⓐ 若要忽略接触对的初始间隙，则设置 K5=1（Close gap with auto CNOF），如图 19−4 所示。

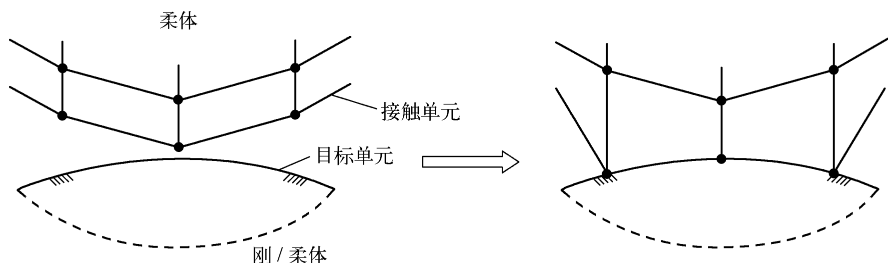


图 19−4 忽略初始间隙，KEYOPT(5)=1

ⓑ 若要忽略接触对的初始穿透，则设置 K9=1（Exclude both initial geometrical penetration or gap and offset），如图 19−5 所示。

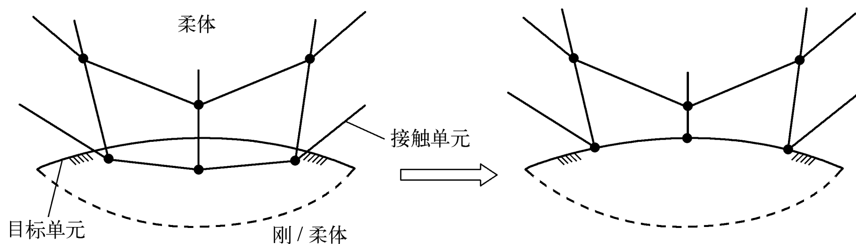


图 19−5 忽略初始穿透，KEYOPT(9)=1

ⓒ 若要包含接触对的初始间隙和穿透，则保持默认设置 K5=0（No automated adjustment）和 K9=0（Include both initial geometrical penetration or gap and offset）。

4）K7 时间步长控制/碰撞约束。

时间步长控制是一个自动时间步长特征，这个特征预测什么时间接触单元的状态将发生变化，并二分当前时间步。碰撞约束用于瞬态动力学分析，以确保碰撞过程中接触界面动量

和能量守恒。

对于大多数情况，在求解中只需开启自动时间步长控制，而不必更改 K7 的默认值（K7=0，No control）。

对于碰撞问题，应注意如下几点，以满足碰撞过程中接触界面动量和能量的守恒。

ⓐ 设置时间步长之前，应开启非线性控制选项，使用命令：SOLCONTROL,ON,ON。

ⓑ 开启自动时间步长控制（AUTOTS,ON）。

ⓒ 采用非常小的时间步长，以捕捉碰撞过程。

ⓓ 必须设置 K7=4（Use impact constraints），K7=4 只能通过命令方式或 HyperMesh 进行设置。

5）K8 不对称/对称接触。

不对称接触定义为所有的接触单元在一个面上，而所有的目标单元在另一个面上的情况，有时也称为“单向接触”。这在模拟面-面接触时最有效，可作为接触分析的默认设置（K8=0，No action）。

在某些情况下，不对称接触不能满足要求。这时，可以把每一个面既指定为目标面，又指定为接触面，然后在接触界面之间生成两组接触对（或仅是一个接触对，如自接触情况），这就称为对称接触，有时也称为“双向接触”（设置 K8=2，ANSYS internally selects which asymmetric contact pair is used at the solution stage）。

6）K10 接触刚度更新。

ANSYS 根据下伏柔性单元的材料特性，估计一个默认的接触刚度。大多数情况下，用户不需定义接触刚度。然而，为了修正在分析过程中接触刚度的变化（如大应变引起的单元刚度变化等），推荐设置 K10=2（Each iteration），允许 ANSYS 自动更新接触刚度。

7）K11 板壳厚度效应。

一般地，板壳网格模型（包括接触单元）建立在板壳的中面，而接触应发生于板壳表面，而非中面。为了考虑板壳的厚度效应，需设置 K11=1（Include）。

8）K12 接触面行为。

面-面接触单元支持法向单向接触模式及其他力学表面作用模式。K12=0（Standard）为默认设置，表示法向单向接触，即当接触分开时，法向压力等于零，适用于一般情况。

19.4 点-面接触

尽管面-面接触得到了广泛应用，但它处理点-面接触问题时不够理想，如梁的端点或板壳的边角与目标面的接触问题等。在这种情况下，可以在大多数接触区域应用面-面接触单元，而在少数接触角点应用点-面接触单元。

点-面接触可用于模拟一个表面和一个节点的接触，也可以通过把表面指定为一组节点，从而模拟面-面接触。与面-面接触相同，点-面接触也可以模拟刚体-柔体接触或柔体-柔体接触。

19.4.1 建立点-面接触模型

对于三维问题，ANSYS 使用 TARGE170 单元模拟目标面，CONTA175 单元模拟接触

面。ANSYS 通过相同的实常数号来识别每一个接触对，因此，应为接触对指定相同的实常数号，不同的接触对必须指定不同的实常数号。例 19−3 为点−面接触的实例。

建立点−面接触模型应注意以下几点：

1）必须确保目标单元法向指向接触单元。接触单元的法向控制采用单元选项 K4，详见 19.4.2 节。



2）对于接触面，应避免使用高阶下伏单元，这通常带来收敛问题。对于目标面，可以使用高阶下伏单元。

3）刚性目标面不需要下伏单元，可由 TARGE170 单元直接构成。

4）若要控制刚性目标面的运动，则使用 PILOT 控制节点，且只在 PILOT 节点施加载荷和约束。

19.4.2 点−面接触分析关键技术

与面−面接触分析相同，实常数和单元选项的设置对于成功求解点−面接触问题十分重要。

1．实常数

点−面分析对实常数的要求与面−面分析相同，详见第 19.3.2 节。

2．单元选项

除 K3、K4 外，CONTA175 使用的单元选项与 CONTA173/CONTA174 相同，详见第 19.3.2 节。

（1）K3 接触模型

ANSYS 13.0 提供了两种接触模型：基于力的模型（K3=0，Contact force based model）和基于牵引的模型（K3=1，Contact traction model）。对于一般情况，可采用默认设置 K3=0。

（2）K4 接触单元法向

对于 CONTA173/CONTA174，K4 控制接触探测点的位置。对于 CONTA175，单元使用节点本身作为积分点，因此只能采用节点积分方法（见图 19−3）。

对于 CONTA175，K4 控制接触单元的法向。一般地，接触单元法向应指向目标单元，即采用默认设置 K4=0（Normal to target surface）。

19.5　接触非线性求解控制

接触是一种高度非线性行为，应使用多个子步求解，推荐开启自动时间步长控制（AUTOTS,ON）。若包含几何非线性效应，还需在求解选项中开启大变形效应（NLGEOM,ON）。

19.6　接触非线性分析实例 1——过盈配合

【例 19−1】 盘轴过盈配合接触分析。

19.6.1 问题描述

图 19−6 所示为盘轴装配示意图，分析盘轴过盈配合及将轴从盘心拔出过程中的变形和应力。盘轴的几何参数（单位为 mm）如图 19−6 所示，其余已知条件如下：

盘轴过盈量为 0.02mm。

所有材料均为钢，其特性：杨氏模量为 210GPa，泊松比为 0.3。

摩擦系数为 0.15。

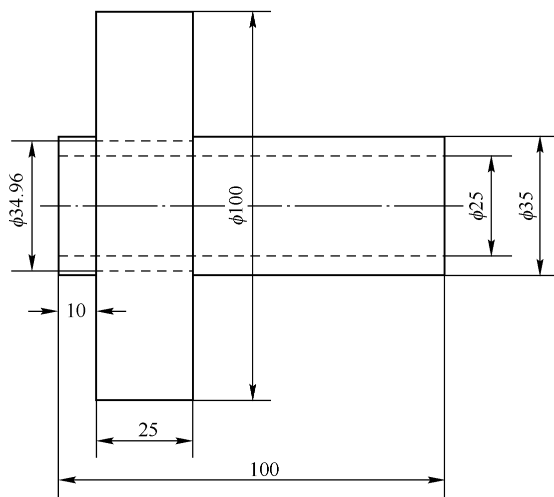


图 19−6 盘轴装配示意图

19.6.2 网格划分

1）由于模型及载荷具有对称性，所以截取 1/4 几何模型用于网格划分，如图 19−7 所示。

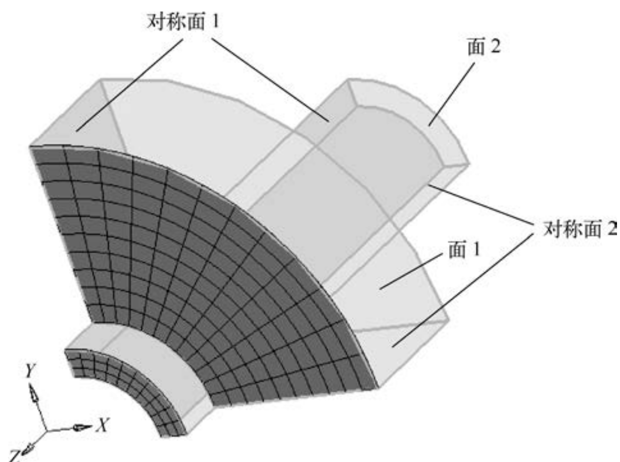


图 19−7 1/4 几何模型及面网格

2）为盘和轴划分高阶四边形网格（见图 19-7，共 150 个单元）。

3）为盘划分高阶六面体单元（见图 19-8，共 600 个单元），并将其放置于 disc 组件集。

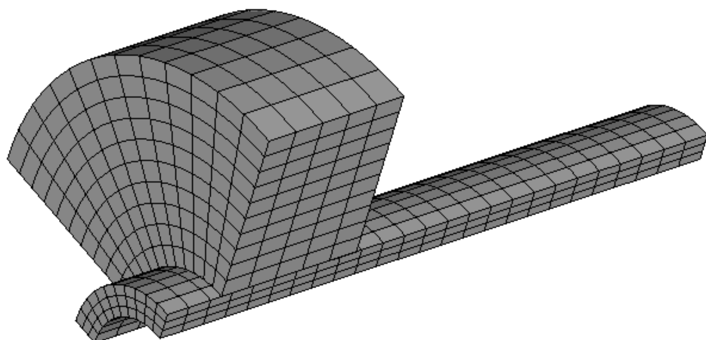


图 19-8 盘轴的 1/4 六面体网格模型

4）为轴划分高阶六面体单元（见图 19-8，共 750 个单元），并将其放置于 shaft 组件集。

5）为了便于在 ANSYS 中施加位移载荷，将图 19-7 中位于面 2 的节点（共 117 个）放置于节点集 pull_nodes。

19.6.3 创建接触对

ANSYS 与 HyperMesh 均提供了接触向导，用于创建接触对，本书采用 HyperMesh 创建接触对。

1）利用 HyperMesh Utility 选项卡中的 Contact Manager 工具进入接触向导。

2）单击 New 按钮，新建接触对，Creation method 选择 Flexible，Contact type 选择 3D，Create from 选择 Surface to surface，Symmetric Contact 选择 No，如图 19-9 所示。

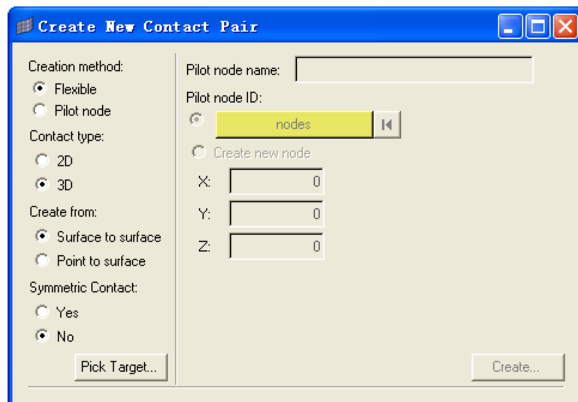


图 19-9 Create New Contact Pair 对话框

3）单击 Pick Target 按钮，选择 shaft 组件集，单击 proceed 按钮，弹出 Target Elements Selection 对话框（见图 19-10），单击 Elements 按钮两次，选择轴的外径表面单元，单击



proceed 按钮，返回 Target Elements Selection 对话框。

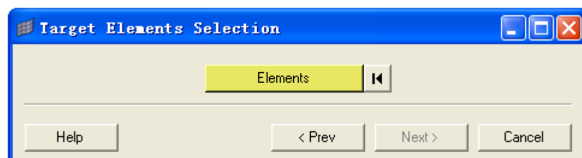


图 19-10　Target Elements Selection 对话框

4）单击 Next 按钮，弹出 Target Component Details 对话框（见图 19-11），保持所有默认选项，单击 Next 按钮。

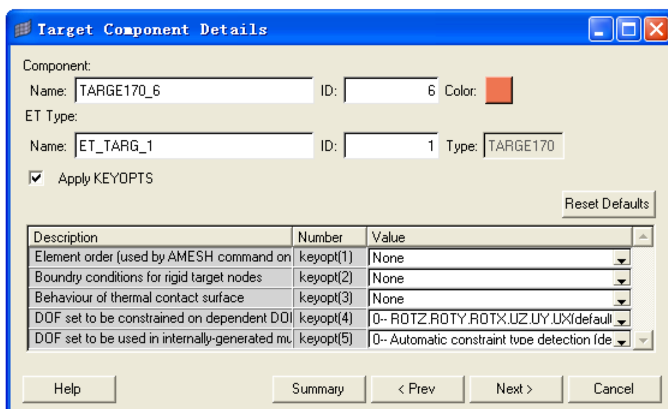


图 19-11　Target Component Details 对话框

5）弹出 Contact Components Selection 对话框（见图 19-12），单击 Components 按钮两次，选择 disc 组件集，单击 proceed 按钮，返回 Contact Components Selection 对话框，单击 Next 按钮，弹出 Contact Elements Selection 对话框（见图 19-13）。

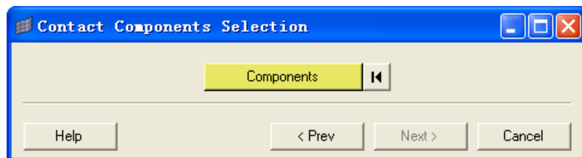


图 19-12　Contact Components Selection 对话框

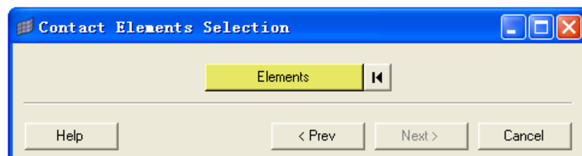


图 19-13　Contact Elements Selection 对话框

6）单击 Elements 按钮两次，选择盘的内径表面单元，单击 proceed 按钮，返回 Contact Elements Selection 对话框。

7）单击 Next 按钮，弹出 Contact Component Details 对话框，修改 keyopt（10）=2，允许 ANSYS 自动更新接触刚度，其余保持默认选项（见图 19-14），单击 Next 按钮。

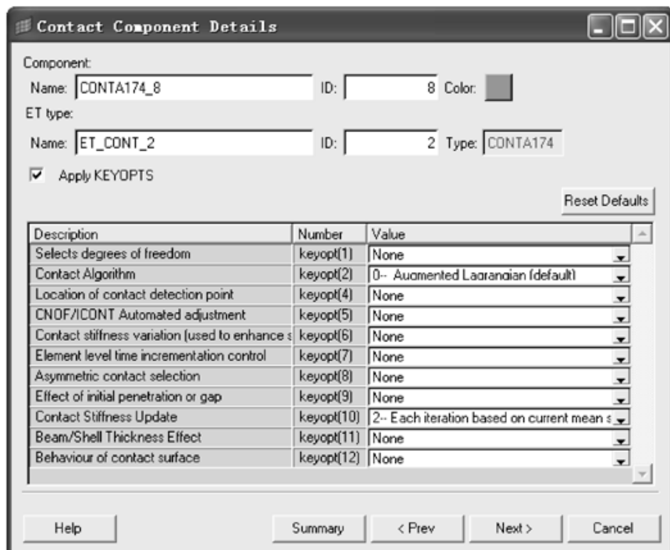


图 19-14 Contact Component Details 对话框

8）弹出 Contact Property 对话框，保持所有默认选项（见图 19-15），单击 Next 按钮。

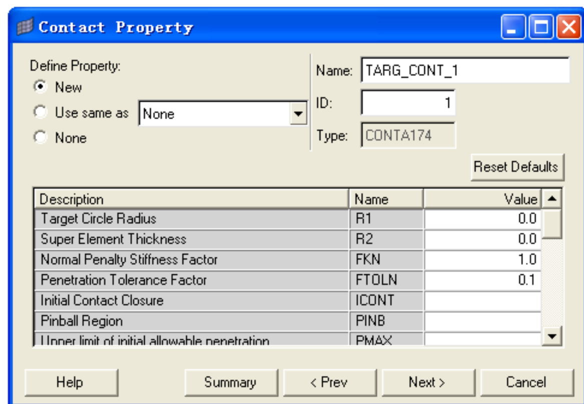


图 19-15 Contact Property 对话框

9）弹出 Contact Material 对话框，Define Material 选择 None，不定义接触材料（见图 19-16），单击 Next 按钮。

10）弹出 Contact/Target Normal 对话框（见图 19-17），检查接触单元和目标单元的法向是否相对，若不相对，则需要调整。

11）单击 OK 按钮，返回 Ansys Contact Manager 对话框（见图 19-18），完成接触对的创建。

至此，通过 HyperMesh 接触向导完成了盘和轴的接触定义，包括单元类型选择、单元选项设置和实常数定义，而接触材料与盘和轴的材料相同，由后续步骤定义。目标单元

TARGE170 已放置于 TARGE170_6 组件集，接触单元 CONTA174 已放置于 CONTA174_8 组件集。

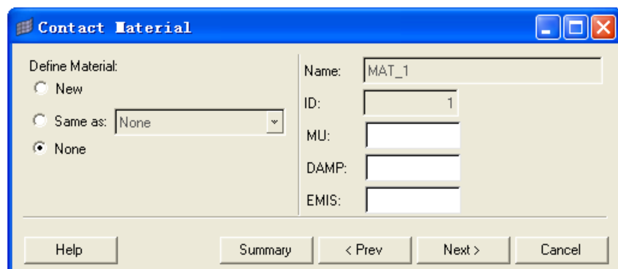


图 19-16　Contact Material 对话框

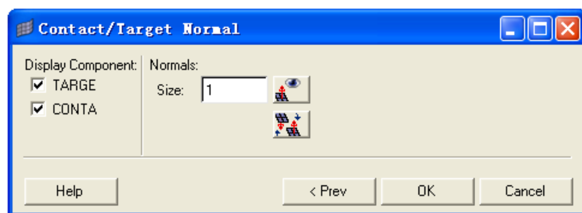


图 19-17　Contact/Target Normal 对话框

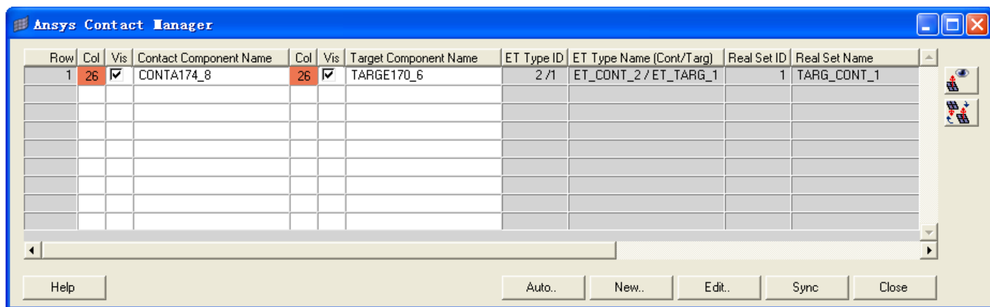


图 19-18　Ansys Contact Manager 对话框

19.6.4　单元定义

高阶六面体单元有利于表达曲面边界，选用 SOLID186 单元，并设置 K2=1，采用完全积分方法。

19.6.5　材料定义

所有材料（包括接触对）均为钢，杨氏模量 EX 为 2.1E5MPa，泊松比 NUXY 为 0.3，摩擦系数 MU 为 0.15。

19.6.6　边界条件定义

边界条件按如下定义：

1）约束图 19-7 中面 1 的自由度 UX、UY、UZ，即勾选 dof1、dof2、dof3，并将约束载荷放置于载荷集 constraints_fixed 中。

2）约束图 19-7 中对称面 1 的自由度 UX，即勾选 dof1，并将约束载荷放置于载荷集 constraints_x 中。



3）约束图 19-7 中对称面 2 的自由度 UY，即勾选 dof2，并将约束载荷放置于载荷集 constraints_y 中。

注意：不对轴施加任何自由度约束，而利用过盈配合（接触对）自动约束。

19.6.7 载荷步 1 求解控制

载荷步 1 用于计算过盈配合的变形和应力。

1）将模型导出为.cdb 文件，并输入到 ANSYS。

2）设置求解控制选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > Sol'n Controls，在 Basic 选项卡中开启大变形效应，设置求解结束时间为 1s，关闭自动时间步长控制，设置载荷子步为 1，将所有求解数据写入结果文件，写入频率为每个子步，如图 19-19 所示。

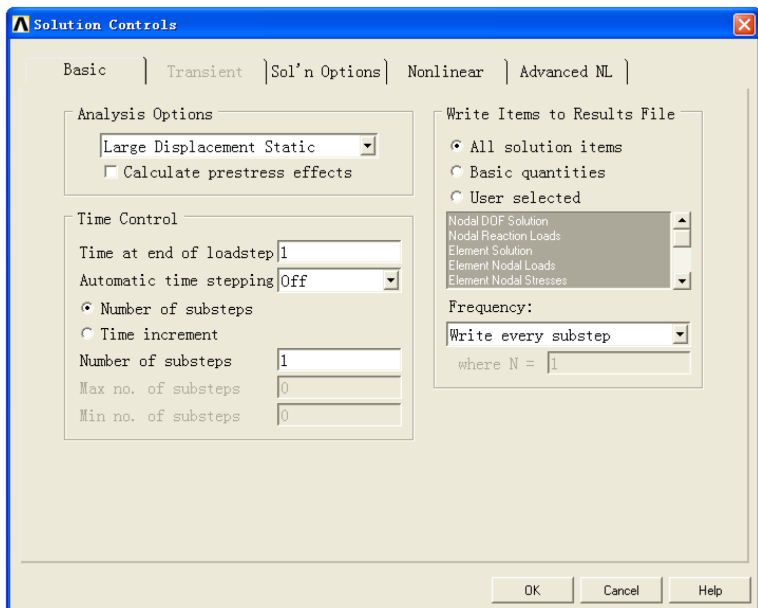


图 19-19 Solution Controls 对话框

19.6.8 写出载荷步 1

输入命令：LSWRITE,1

19.6.9 载荷步 2 求解控制

载荷步 2 将图 19-7 中的面 2 拔出 40mm（-Z 方向），计算轴拔出过程中的变形和应力。

设置求解控制选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > Sol’n Controls，在 Basic 选项卡中开启大变形效应，设置求解结束时间为 2s，开启自动时间步长控制，设置载荷子步为 50，最大载荷子步为 100，最小载荷子步为 30，将所有求解数据写入结果文件，写入频率为每个子步，如图 19−20 所示。

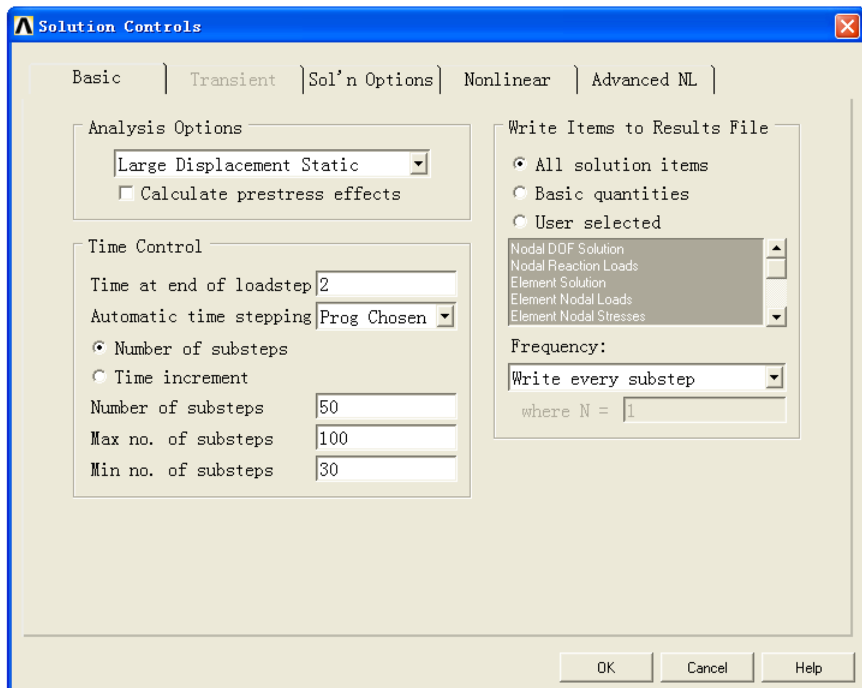


图 19−20　Solution Controls 对话框

19.6.10　定义自由度载荷

利用 ANSYS 设置图 19−7 中面 2 节点（节点集 pull_nodes）的自由度约束：UX=0，UY=0，UZ= −40。

19.6.11　写出载荷步 2

输入命令：LSWRITE,2

19.6.12　求解并查看结果

执行求解命令：

```
/SOLU
LSSOLVE,1,2,1
```

或者采用 GUI 方式提交求解：

Main Menu > Solution > Solve > From LS Files

1）进入普通后处理器 POST1，读取子步 1（TIME=1）的结果，查看盘轴过盈配合的 von Mises 应力云图，如图 19−21 所示。

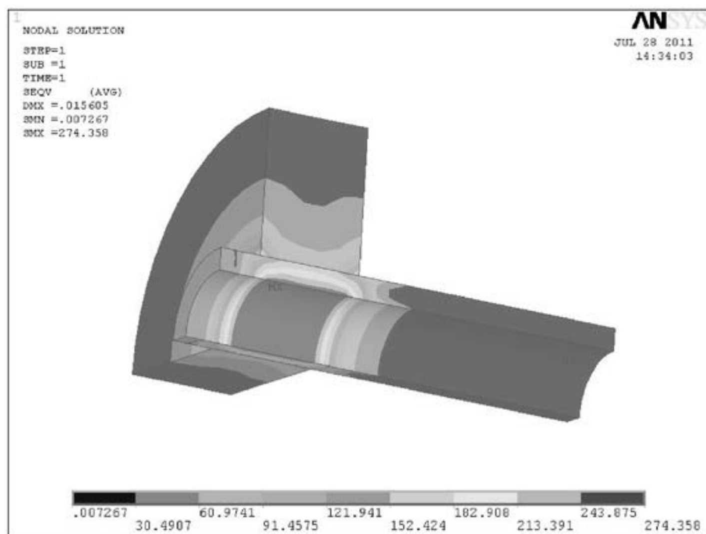


图 19−21 盘轴过盈配合的 von Mises 应力云图

由图 19−21 可知，盘轴过盈配合（过盈量为 0.02mm）产生的最大 von Mises 应力为 274.358MPa。

2）读取子步 16 的结果，查看接触单元的压力分布云图，如图 19−22 所示。

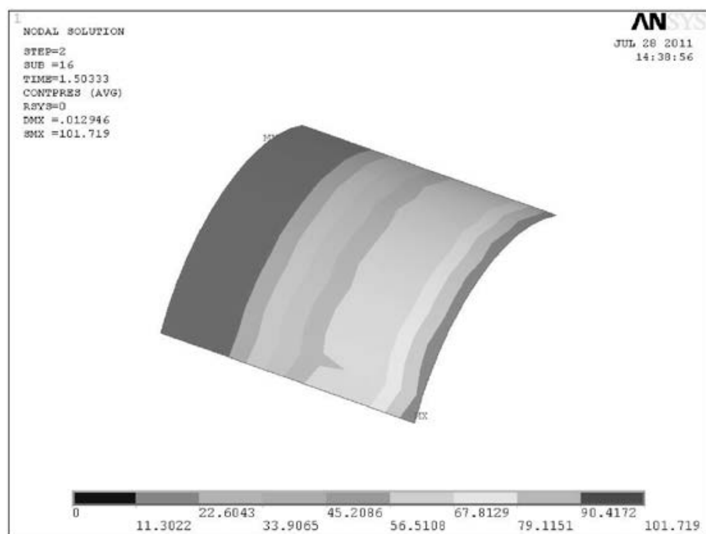


图 19−22 接触单元的压力分布云图

由图 19−22 可知，接触单元上的最大压力为 101.719MPa。

3）进入时间历程后处理器 POST26，读取图 19−7 中面 2 任意节点的 *Z* 方向约束反力，

并绘制反力−位移曲线，如图 19−23 所示。

由图 19−23 可知，单个节点最大的约束反力约为 11N。因此，轴从盘心拔出过程中，最大的拔出力约为 117×11×4=5148N。

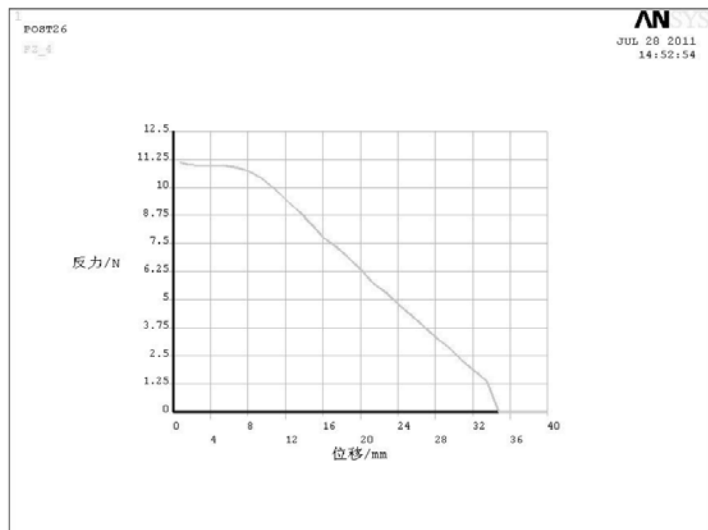


图 19−23　*Z* 方向的约束反力−位移曲线

19.7　接触非线性分析实例 2——钢球跌落

【例 19−2】 钢球跌落瞬态动力学分析 1。

19.7.1　问题描述

空心钢球自由下落到刚性面并反弹（见图 19−24），分析钢球的动力学响应。已知条件如下：

空心钢球内径为 14mm，外径为 20mm，厚度为 3mm，球心距刚性面 50mm。

刚性面尺寸为 100×100mm。

钢球材料特性：杨氏模量为 210GPa，泊松比为 0.3，密度为 7850kg/m^3。

假设钢球与刚性面为无摩擦接触，给定 BETA阻尼为 1×10^{-5}。

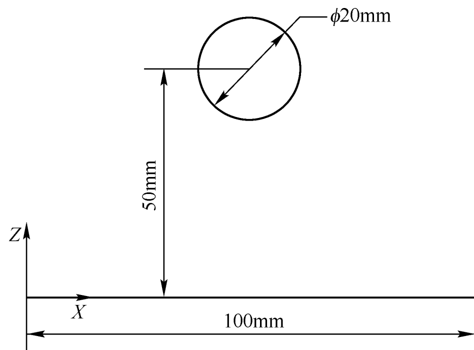


图 19−24　钢球跌落示意图

19.7.2　网格划分

1）刚性面只需要一个单元，可直接建立低阶四边形网格，并将其放置于 rigid_plate 组件集，如图 19−25 所示。

2）可利用 HyperMesh 建立空心钢球的中面（直径为 17mm），再将中面划分为 80 个高

阶四边形网格，并将其放置于 ball 组件集，如图 19−25 所示。

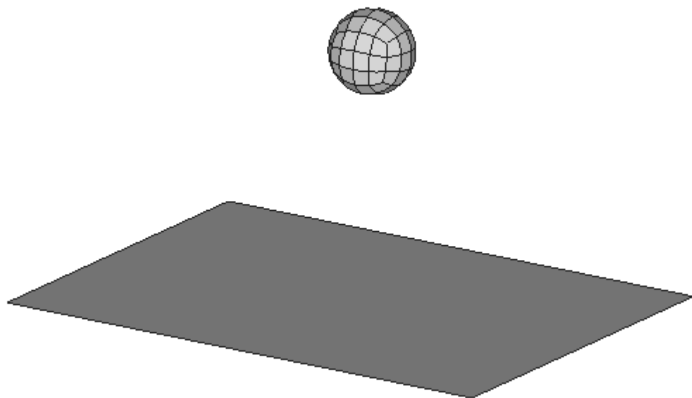


图 19−25　钢球跌落有限元模型

19.7.3 创建接触对

本例需要创建面−面接触对，第 19.6.3 节给出了创建面−面接触对的示例。这里需要注意以下几点：

1）目标面应选择 rigid_plate 组件集，接触面应选择 ball 组件集。

2）保持目标单元（TARGE170）的默认单元选项，ANSYS 将自动约束刚性目标面的所有自由度。

3）对于接触单元（CONTA174），利用接触向导设置 keyopt(10)=2，允许 ANSYS 自动更新接触刚度，keyopt(11)=1，包含板壳厚度效应。

4）保持实常数的默认设置。

5）检查接触单元和目标单元的法向是否相对，若不相对，则需要调整。

6）对于接触单元（CONTA174），接触向导不提供 keyopt(7)=4，而需利用 Utility 选项卡中的 ET Type 工具进行更改，以满足碰撞过程中接触界面动量和能量的守恒。

7）HyperMesh 接触向导将目标单元 TARGE170（一个）放置于 TARGE170_4 组件集，接触单元 CONTA174（80 个）放置于 CONTA174_6 组件集。

19.7.4 单元定义

高阶四边形单元有利于表达曲面边界，选用 SHELL281 单元，采用默认单元选项设置。

19.7.5 设置实常数

设置 SHELL281 单元的实常数 TKI（1）=3mm，以定义空心钢球的厚度。

19.7.6 材料定义

所有材料（包括接触对）均为钢，杨氏模量EX为 2.1E5MPa，泊松比NUXY为 0.3，密度DENS为 7.85E−9ton/mm^3，摩擦系数MU为零。

19.7.7 边界条件定义

约束图 19−24 中钢球的最高点和最低点的 UX、UY、ROTX、ROTY、ROTZ 自由度，即勾选 dof1、dof2、dof4、dof5、dof6，并将约束载荷放置于载荷集 constraints 中。

注意： 不对刚性目标单元 TARGE170 施加任何自由度约束，通过设置 K2=0（默认），ANSYS 将自动约束刚性目标单元的所有自由度。

19.7.8 载荷步 1 求解控制

载荷步 1 用于建立初始条件，施加重力加速度。

1）将模型导出为.cdb 文件，并输入到 ANSYS。

注意： 只需导出 ball、TARGE170_4、CONTA174_6 组件集和 constraints 载荷集，而不导出 rigid_plate 组件集。刚性目标面由刚性单元 TARGE170（位于 TARGE170_4 组件集）直接构成，而不需下伏单元（位于 rigid_plate 组件集）。

2）本例求解的载荷子步将超过 1000，需要将 ANSYS 默认允许的最大结果集（1000 步）提高到 30000 步，输入下列命令：

```
FINISH
/CONFIG,NRES,30000
```

3）设置积分时间步长之前，应开启非线性控制选项，输入下列命令：

```
/SOLU
SOLCONTROL,ON,ON
```

4）定义分析类型为瞬态分析，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > New Analysis，如图 14−7 所示。

5）单击图 14−7 中的 OK 按钮，弹出 Transient Analysis 对话框，保持默认设置，即完全法，单击 OK 按钮，如图 14−8 所示。

6）设置瞬态分析求解选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > Sol’n Controls，弹出求解控制对话框，在 Basic 选项卡中开启大变形效应，设置求解结束时间为 1E−5s，开启时间步长控制，设置载荷子步为 2，最大载荷子步为 2，最小载荷子步为 2，指定写入结果文件的项目为 Nodal DOF Solution，Nodal Reaction Loads，Nodal Velocity，Nodal Acceleration，Element Solution，以节省硬盘空间，写入频率为每个子步，如图 19−26 所示。在 Transient 选项卡中开启时间积分效应，采用阶跃载荷加载，阻尼系数 BETA=1E−5，如图 19−27 所示。

7）载荷定义。

载荷为重力加速度 9800mm/s^2。应将重力加速度施加为Z方向，ANSYS将其考虑为惯性力（−Z方向），可使用命令：ACEL,0,0,9800

8）写出载荷步 1。

输入命令：LSWRITE,1

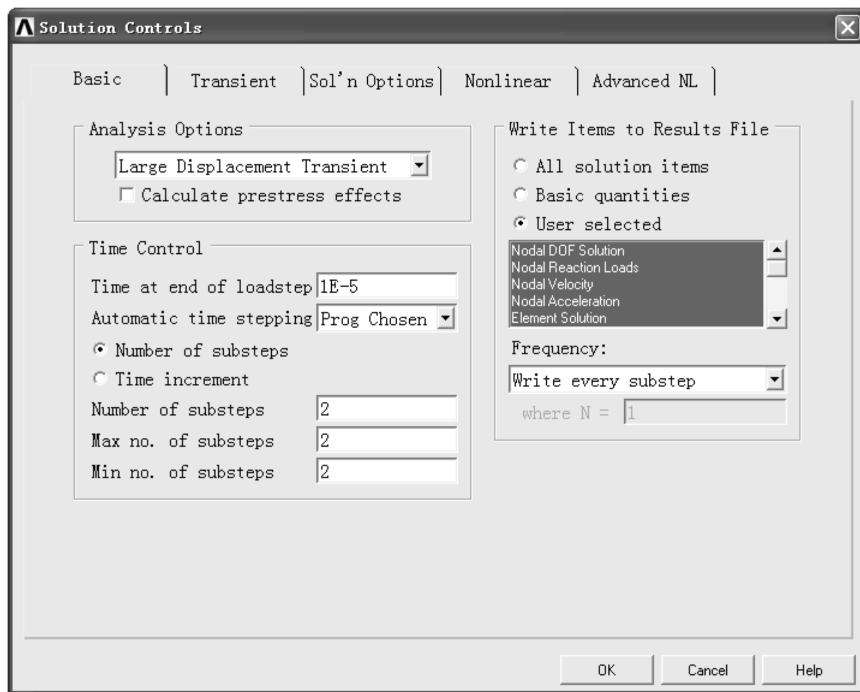


图 19-26 Solution Controls 对话框-Basic 选项卡

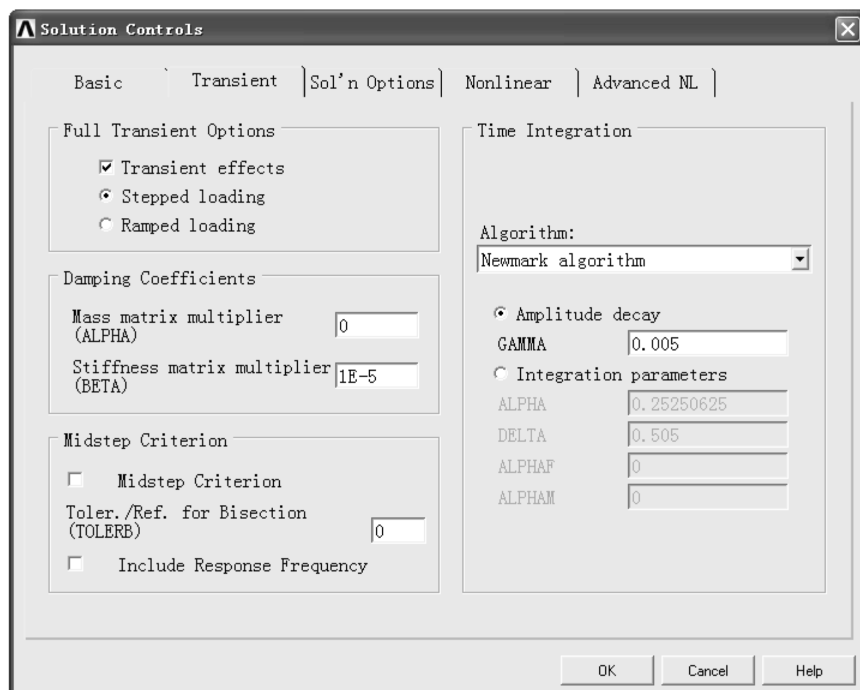


图 19-27 Solution Controls 对话框-Transient 选项卡

19.7.9 载荷步 2 求解控制

载荷步 2 用于求解钢球自由下落并反弹。

1）设置瞬态分析求解选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > Sol'n Controls，弹出求解控制对话框，在 Basic 选项卡中设置求解结束时间为 0.4s，开启时间步长控制，设置时间步长为 2E−4s，最小时间步长为 2E−5s，最大时间步长为 2E−4s，指定写入结果文件的项目为 Nodal DOF Solution，Nodal Reaction Loads，Nodal Velocity，Nodal Acceleration，Element Solution，以节省硬盘空间，写入频率为每个子步，如图 19−28 所示。在 Transient 选项卡中开启时间积分效应，采用阶跃载荷加载，阻尼系数 BETA=1E−5，如图 19−27 所示。

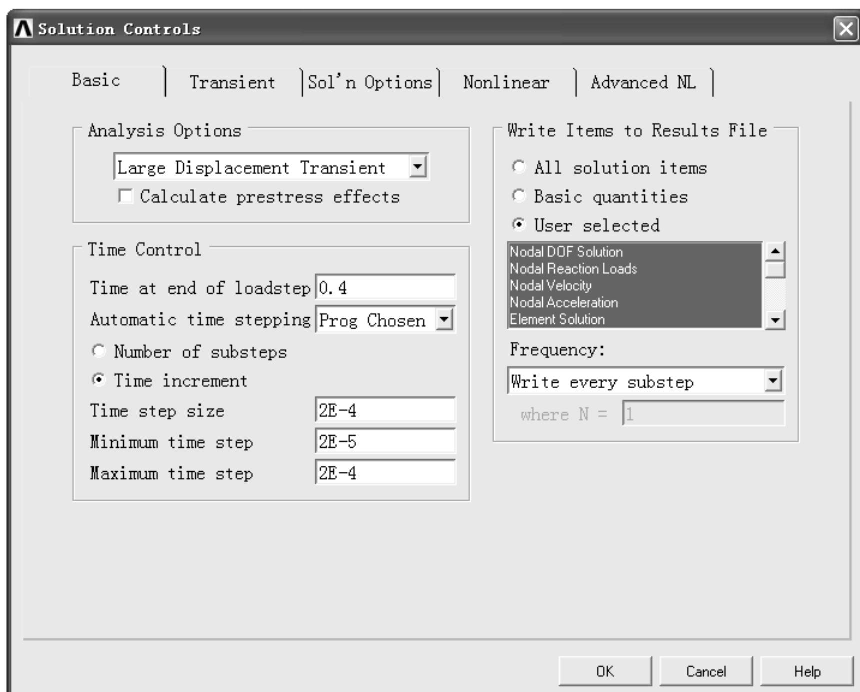


图 19−28 Solution Controls 对话框−Basic 选项卡

2）写出载荷步 2

输入命令：LSWRITE,2

19.7.10 求解并查看结果

执行求解命令：

```
/SOLU
LSSOLVE,1,2,1
```

或者采用 GUI 方式提交求解：

Main Menu > Solution > Solve > From LS Files

1）进入时间历程后处理器 POST26，读取钢球最低点的 Z 方向位移、速度和加速度结果，并绘制时间历程曲线，如图 19-29~图 19-31 所示。

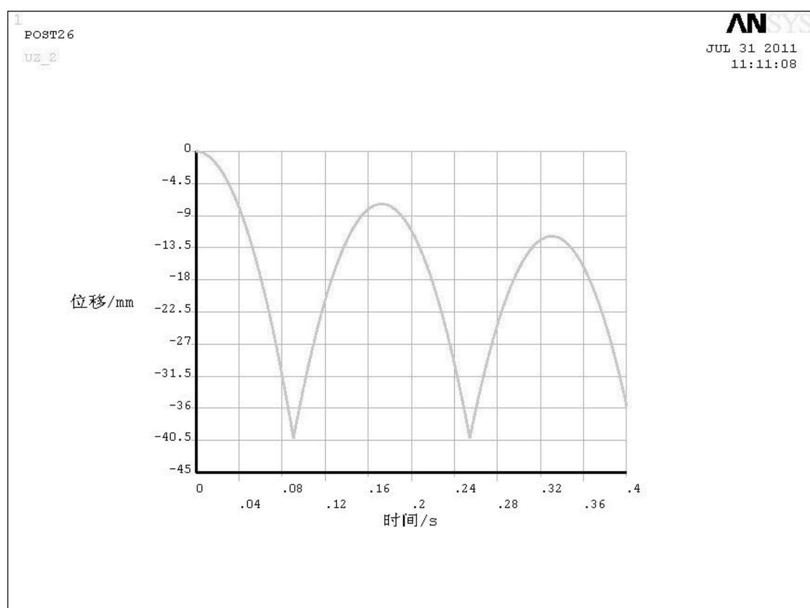


图 19-29　钢球最低点的 Z 方向位移-时间曲线

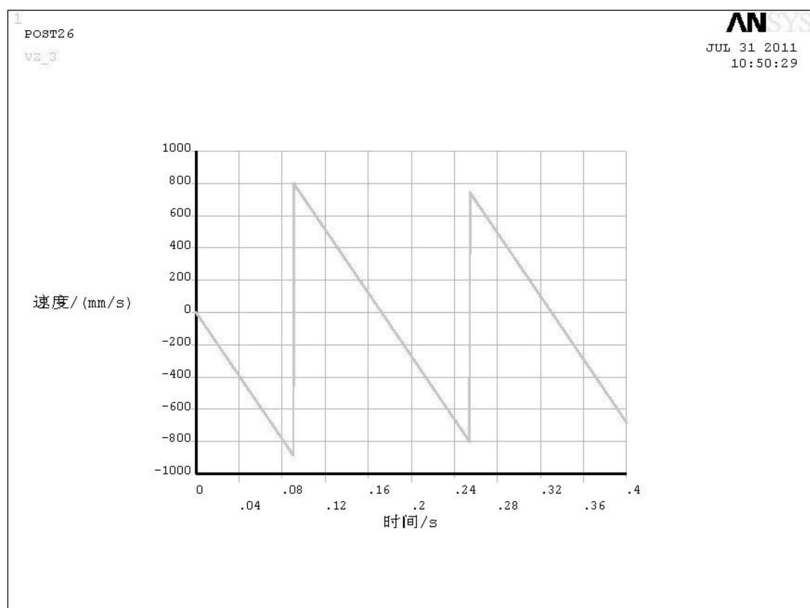


图 19-30　钢球最低点的 Z 方向速度-时间曲线

由图 19-29~图 19-31 可知，钢球在 0.4s 内与刚性面碰撞了两次，碰撞瞬间速度发生了



突变，产生了非常大的加速度（最大约为 496*G*，*G* 为重力加速度）。

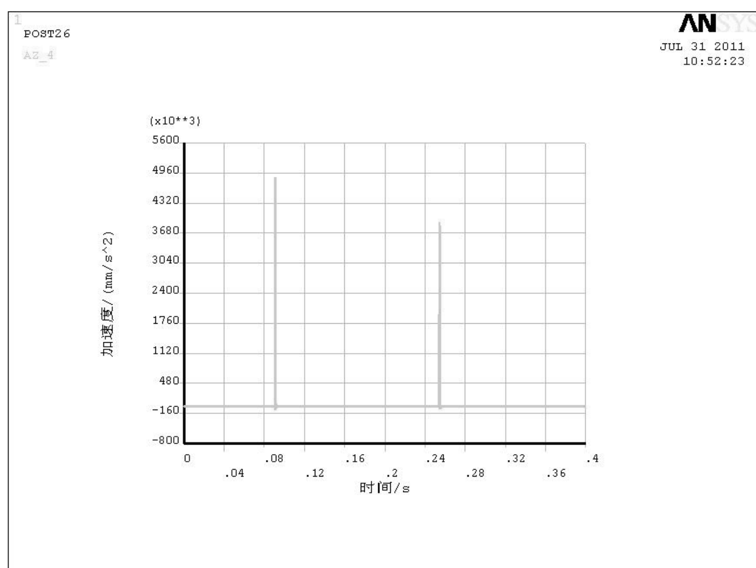


图 19-31　钢球最低点的 *Z* 方向加速度-时间曲线

2）进入普通后处理器 POST1，读取钢球第一次撞击刚性面的 von Mises 应力结果，如图 19-32 所示。

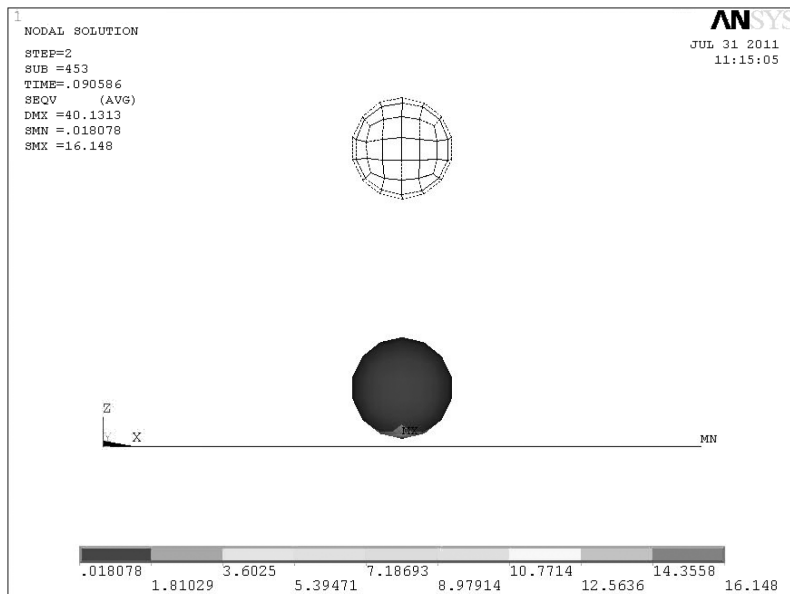


图 19-32　钢球第一次撞击刚性面的 von Mises 应力云图

由图 19-32 可知，钢球第一次撞击刚性面的时间点为 0.090586s，最大应力点为钢球的最低点，即与刚性面的撞击点，最大 von Mises 应力为 16.148MPa。

19.8 接触非线性分析实例 3——钢球跌落

【例 19−3】 钢球跌落瞬态动力学分析 2。

19.8.1 问题描述

采用点−面接触单元对例 19−2 进行分析。本例仅介绍与例 19−2 不同的点−面接触建模及其计算结果，其余分析过程与例 19−2 完全相同。

19.8.2 网格划分

1）刚性面只需要一个单元，可直接建立低阶四边形网格，并将其放置于 rigid_plate 组件集，如图 19−33 所示。

2）可利用 HyperMesh 建立空心钢球的中面（直径为 17mm），再将中面划分为 240 个低阶四边形网格，并将其放置于 ball 组件集，如图 19−33 所示。

注意：本例采用接触点单元 CONTA175，需要低阶下伏单元，故将钢球划分为密度稍大的低阶四边形网格。

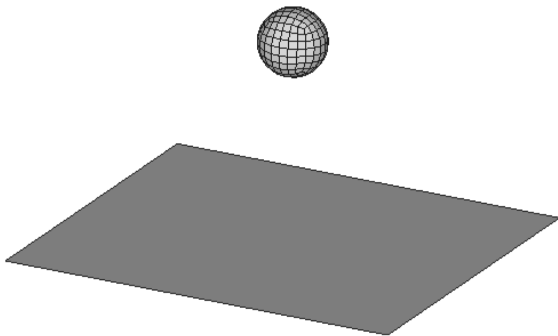


图 19−33 钢球跌落有限元模型

19.8.3 创建接触对

点−面接触对与面−面接触对的创建方法基本相同，详见第 19.6.3 节，这里需要注意以下几点：

1）利用 HyperMesh Utility 选项卡中的 Contact Manager 工具进入接触向导。

2）单击 New 按钮，新建接触对，Creation method 选择 Flexible，Contact type 选择 3D，Create from 选择 Point to surface，Symmetric Contact 选择 No，如图 19−34 所示。

3）目标面应选择 rigid_plate 组件集，接触面应选择 ball 组件集。

4）保持目标单元（TARGE170）的默认单元选项，ANSYS 将自动约束刚性目标面的所有自由度。

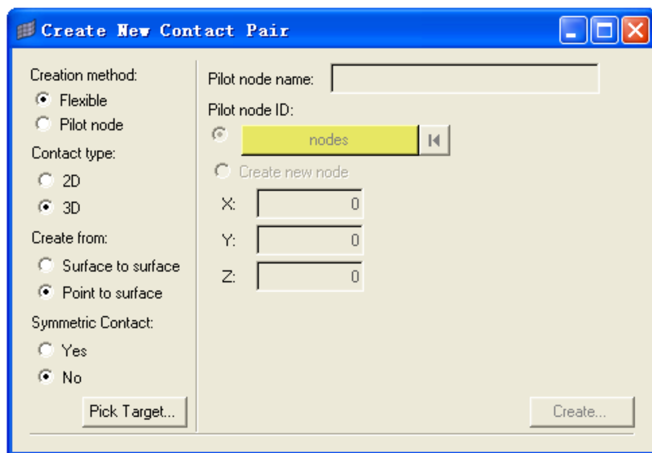


图 19-34　Create New Contact Pair 对话框

5）对于接触单元（CONTA175），利用接触向导设置 keyopt(10)=2，允许 ANSYS 自动更新接触刚度，keyopt(11)=1，包含板壳厚度效应。

6）保持实常数的默认设置。

7）检查目标单元的法向是否指向接触单元，若不是，则需要调整。

8）对于接触单元（CONTA175），接触向导不提供 keyopt(7)=4，而需利用 Utility 选项卡中的 ET Type 工具进行更改，以满足碰撞过程中接触界面动量和能量的守恒。

9）HyperMesh 接触向导将目标单元 TARGE170（一个）放置于 TARGE170_4 组件集，接触单元 CONTA175（位于钢球单元角节点，共 242 个）放置于 CONTA175_5 组件集。

19.8.4 单元定义

对于空心钢球，选用 SHELL181 单元，并设置 K3=2，采用完全积分方法，以提高计算精度。

19.8.5 设置实常数

设置 SHELL181 单元的实常数 TKI(1)=3mm，以定义空心钢球的厚度。

19.8.6 查看结果

1）进入时间历程后处理器 POST26，读取钢球最低点的 *Z* 方向位移、速度和加速度结果，并绘制时间历程曲线，如图 19-35~图 19-37 所示。

由图 19-35~图 19-37 可知，钢球在 0.4s 内与刚性面碰撞了 3 次，碰撞瞬间速度发生了突变，产生了非常大的加速度（第一次碰撞最大约为 443*G*）。

对比图 19-29~图 19-31 可知，两种接触模型的计算结果稍有不同，最主要的区别是对加速度的计算。事实上，由于碰撞时间非常短（小于 0.4ms），最小的积分时间步长（0.02ms）尚不足以准确计算加速度结果。因此，加速度结果不够准确。

2）进入普通后处理器 POST1，读取钢球第一次撞击刚性面的 von Mises 应力结果，如图 19-38 所示。

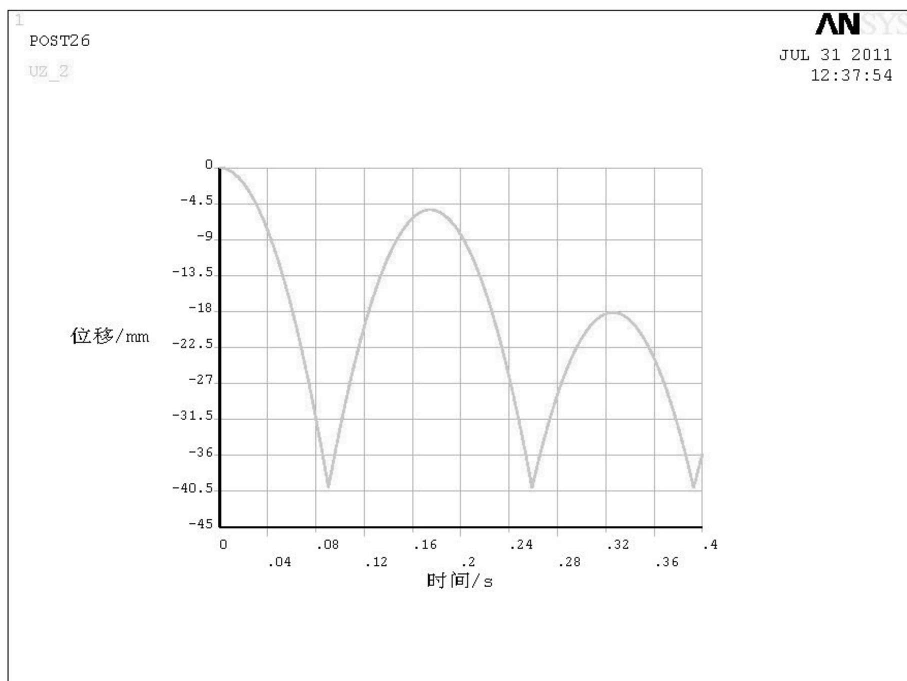


图 19-35 钢球最低点的 Z 方向位移-时间曲线

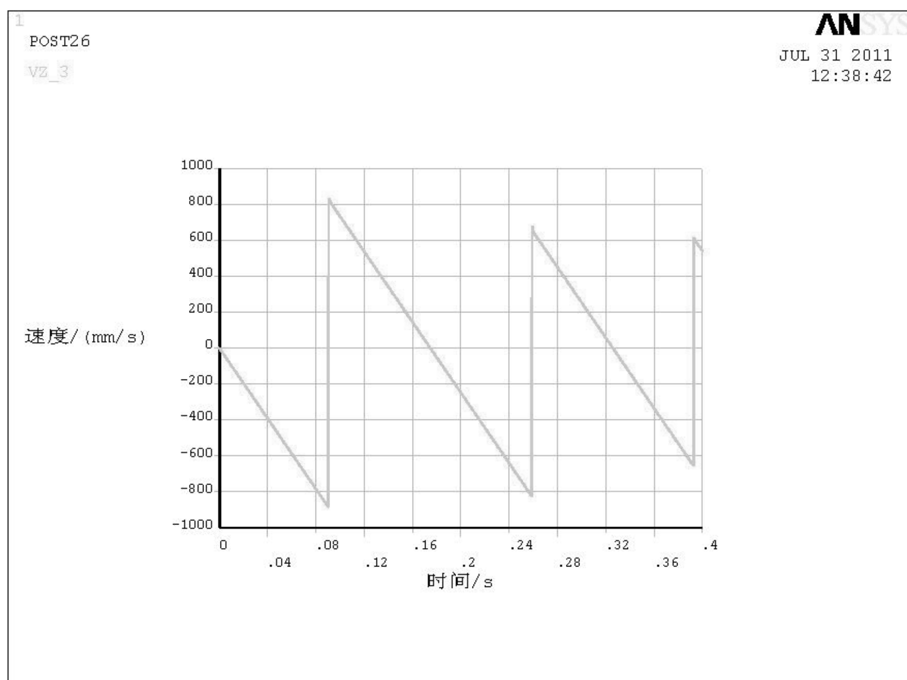


图 19-36 钢球最低点的 Z 方向速度-时间曲线



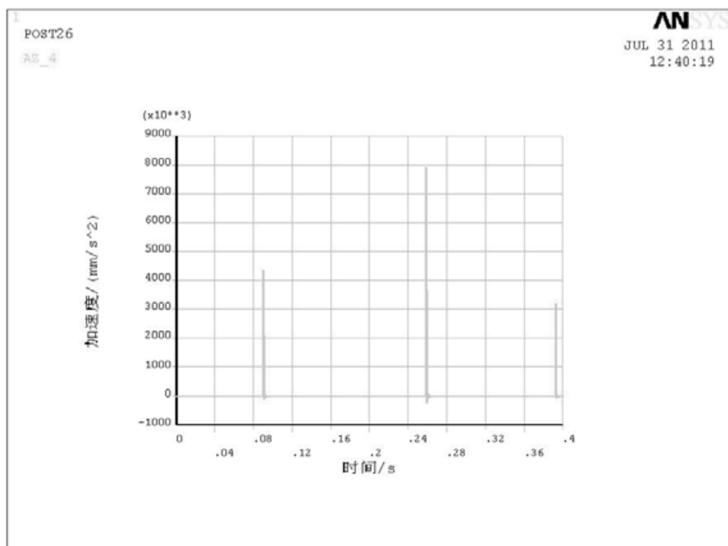


图 19-37 钢球最低点的 *Z* 方向加速度-时间曲线

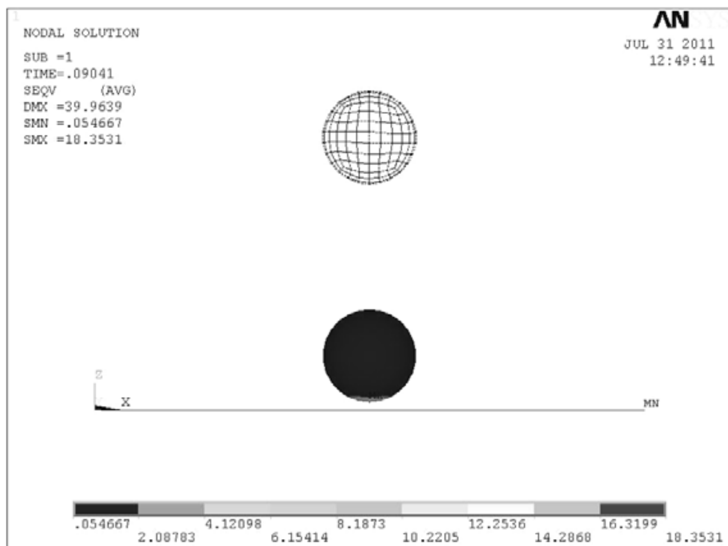


图 19-38 钢球第一次撞击刚性面的 von Mises 应力云图

由图 19-38 可知，钢球第一次撞击刚性面的时间点为 0.09041s，最大应力点为钢球的最低点，即与刚性面的撞击点，最大 von Mises 应力为 18.3531MPa（接近图 19-32 中的 16.148MPa）。

19.9 接触非线性分析实例 4——螺栓预紧

【例 19-4】 螺栓预紧力分析。

19.9.1 问题描述

图 19-39 所示为螺栓连接示意图（几何单位为 mm），分析结构在螺栓预紧力作用下的应力分布。已知条件如下：

螺栓预紧力为 10000N。

所有材料均为钢，其特性：杨氏模量为 210GPa，泊松比为 0.3。

接触面的摩擦系数为 0.15。

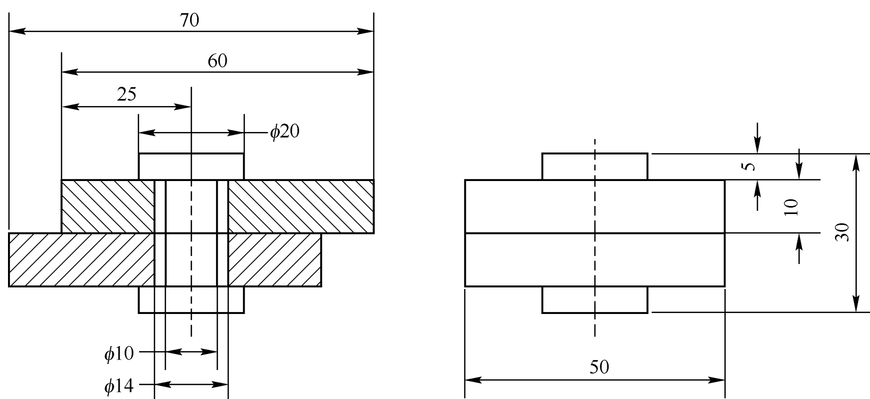


图 19-39 螺栓连接示意图

19.9.2 网格划分

1）由于模型及载荷具有对称性，所以截取 1/2 几何模型用于网格划分。

2）将螺栓切分为上、下两部分，分别划分为高阶六面体网格，上部网格放置于 bolt_up 组件集，下部网格放置于 bolt_down 组件集（见图 19-40，共 488 个单元）。

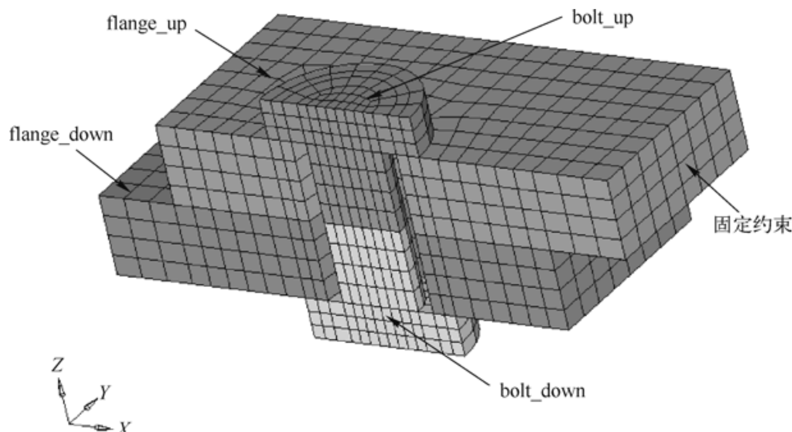


图 19-40 螺栓连接 1/2 有限元模型

注意：由于预紧力单元应插入螺杆截面，所以应确保 bolt_up 与 bolt_down 中的网格在交界面重合，但不耦合。

3）将上、下法兰分别划分为高阶六面体网格，上部网格放置于 flange_up 组件集，下部网格放置于 flange_down 组件集（见图 19−40，共 1320 个单元）。

注意：4 个组件集中的网格相互独立，节点有重合但不耦合。

4）利用 HyperMesh 的 1D ＞ spotweld 面板（见图 19−41）生成预紧力单元，indep 选择 bolt_down 中与 bolt_up 交界的所有节点（共 85 个，用于定义节点 *I*），dep 选择 bolt_up 中与 bolt_down 交界的所有节点（共 85 个，用于定义节点 *J*），element config 选择 bar2，search tolerance 设置为 0.2，单击 Create 按钮即生成 85 个预紧力单元（放置于 pretension 组件集）。

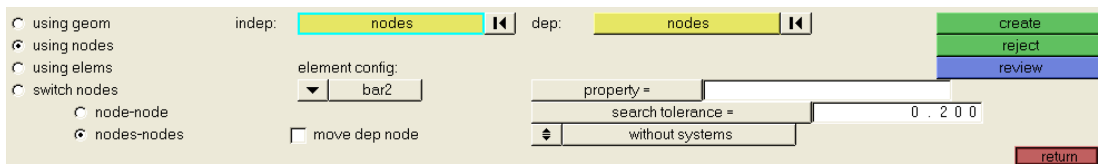


图 19−41　生成预紧力单元

5）利用 1D ＞ bars 面板（见图 19−42）指定预紧力单元的预紧节点 *K*，选择所有的预紧力单元，direction node 选择预先创建的编号为 9959 的节点（任意位置，但应是孤立节点），单击 update 按钮，将所有预紧力单元指定共同的预紧节点 *K*。

注意：预紧力单元的详细描述详见第 9.4 节。按照步骤 4）和步骤 5）生成的预紧力单元，节点 *I* 位于 bolt_down，形成表面 *A*，节点 *J* 位于 bolt_up，形成表面 *B*。

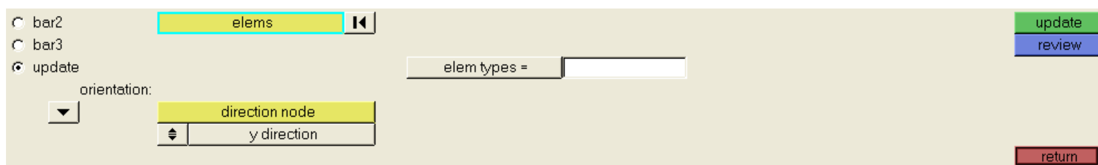


图 19−42　指定预紧力单元的预紧节点 *K*

19.9.3　创建接触对

本例需要创建 3 对面−面接触对，分别是 flange_up 与 flange_down 接触对、 bolt_up 的螺母与 flange_up 接触对、bolt_down 的螺母与 flange_down 接触对。螺杆与法兰孔的间距为 2mm，无需接触对。

第 19.6.3 节给出了创建面−面接触对的示例。本例需要注意以下几点：

1）对于每对接触对，目标面和接触面的选择并不重要。

2）对于目标单元 TARGE170，保持默认单元选项。

3）对于接触单元 CONTA174，利用接触向导设置 keyopt(5)=1，忽略接触对的初始间隙，keyopt(9)=1，忽略接触对的初始穿透，keyopt(10)=2，允许 ANSYS 自动更新接触刚度。

4）保持实常数的默认设置。

5）检查接触单元和目标单元的法向是否相对，若不相对，则需要调整。

19.9.4 单元定义

1）高阶六面体单元有利于表达曲面边界，螺栓和法兰选用 SOLID186 单元，并设置 K2=1，采用完全积分方法。

2）预紧力单元选用 PRETS179，无需定义单元选项。

19.9.5 定义预紧截面

预紧力的方向由预紧力截面数据定义，它定义了预紧力相对表面 *A* 的方向。

利用 Utility 选项卡中的 Section 工具创建预紧截面。在图 19-43 中，设置 Section reference number 为 1，Section name 为 bolt，Section type 选择 Pretension。单击 Create/Edit 按钮，弹出截面数据定义对话框（见图 19-44），设置 NODE 编号为 9959（预紧节点 *K*），NX=0，NY=0，NZ=1，定义预紧力方向为+*Z* 方向。

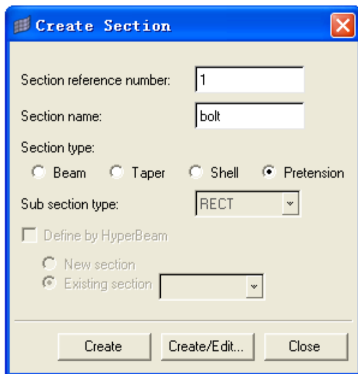


图 19-43　定义预紧截面

	SECID	TYPE	NAME	
SECTYPE	1	PRETENSION	, bolt	
	NODE	NX	NY	NZ
SECDATA	9959	0.000	0.000	1.000

图 19-44　定义预紧截面数据

19.9.6 材料定义

所有材料（包括接触对）均为钢，杨氏模量 EX 为 2.1E5MPa，泊松比 NUXY 为 0.3，摩擦系数 MU 为 0.15。

19.9.7 边界条件定义

边界条件按如下定义：

1）约束图 19-40 中“固定约束”面的自由度 UX、UY、UZ，即勾选 dof1、dof2、dof3，并将约束载荷放置于载荷集 constraints_fixed 中。

2）约束图 19-40 中法兰与螺栓剖截面的自由度 UY，即勾选 dof2，并将约束载荷放置于载荷集 constraints_y 中。

19.9.8 施加预紧力

预紧载荷可用 SLOAD 命令施加。利用 Analysis > control cards 设置控制卡片，激活 SLOAD 卡片，如图 19-45 所示。设置 SECID（预紧力截面编号）为 1，PINLAB（预紧力编号）为 PL01，KINIT（预紧力 PL01 初始作用效果）为 TINY（有助于加强收敛），KFD 为 FORC，即设置预紧力为力载荷，FDVALUE 为 5000，即设置预紧力大小为 5000N，LSLOAD 为 1，LSLOCK 为 2，定义预紧力作用于第一载荷步，并在后续载荷步中锁定。

说明：对于 1/2 模型，只需施加一半的预紧力，即 5000N。

图 19-45　施加预紧力

19.9.9 求解控制

1）将模型导出为.cdb 文件，并输入到 ANSYS。

2）设置求解控制选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > Sol'n Controls，在 Basic 选项卡中设置求解结束时间为 1s，开启自动时间步长控制，设置载荷子步为 10，最大载荷子步为 100，最小载荷子步为 5，将所有求解数据写入结果文件，写入频率为每个子步，如图 19-46 所示。

图 19-46　Solution Controls 对话框

19.9.10 求解并查看结果

执行求解命令：

```
/SOLU
SOLVE
```

或者采用 GUI 方式提交求解：

Main Menu > Solution > Solve > Current LS

进入普通后处理器 POST1，读取最后子步的结果，查看螺栓连接结构的 von Mises 应力云图，如图 19−47 所示。

由图 19−47 可知，在 10000N 的预紧力作用下，螺栓产生了比较大的应力，最大应力出现在螺母与螺杆连接处，为 343.471MPa。

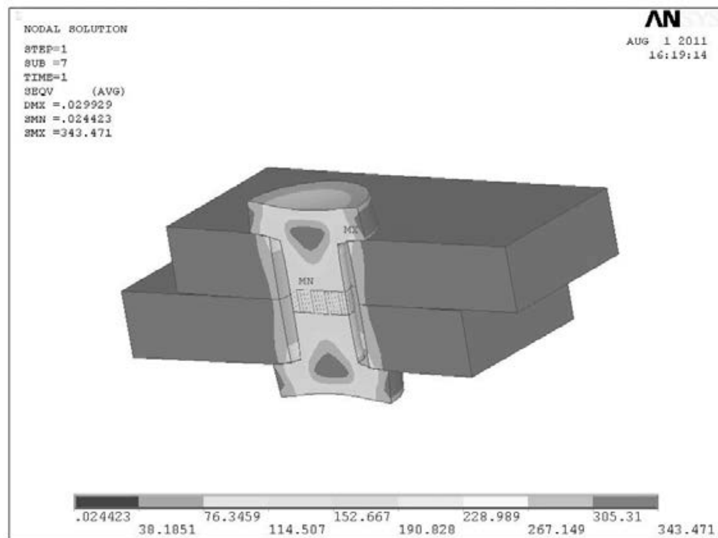


图 19−47　螺栓连接结构的 von Mises 应力云图

19.10　本章小结

1）接触是一种高度非线性行为，ANSYS 提供的面−面接触和点−面接触方法可以解决大多数的工程问题。

2）成功且准确求解接触问题的关键在于建立准确的接触模型、设置合适的单元选项和实常数。除此之外，也不应忽视求解控制。

3）从本章给出的 4 个实例可以看出，利用 HyperMesh 建立 ANSYS 的接触模型非常方便，可处理（但不限于）过盈配合、接触碰撞和螺栓预紧等问题。

第 20 章　多体刚-柔系统分析

本章主要介绍多体刚−柔系统分析的基本原理和关键技术，给出了利用 HyperMesh 进行 4 连杆机构动力学分析的前处理和求解控制的实例，并解释了分析结果。

20.1　概述

多体分析用于确定由柔体或刚体组成的多体系统的动力学行为。多体系统广泛应用于工业产品，如汽车、机器人、雷达伺服转台和空间探测器的可收展天线等。

早期的有限元分析技术主要解决单个零件的计算问题。近年来，有限元装配技术（第 10 章）解决了装配体的分析。然而，有限元装配技术大都基于小变形理论，并不适合分析多体运动。另一方面，ADAMS 等多体系统仿真软件更适合多刚体分析。

ANSYS 13.0 采用有限元方法建立和求解多体系统。多体系统可全部由柔体或刚体构成，也可由刚体和柔体共同构成。与多刚体动力学仿真相比，ANSYS 的多体仿真方法不仅可获得各零部件的运动学信息，更可得到柔性体的应力和应变等关键数据，对于真实模拟多体系统动力学行为具有重要意义。

20.2　多体刚-柔系统分析原理

ANSYS 采用各种单元建立柔体或刚体，零部件之间的连接则采用支持大变形分析的 JOINT 单元或 MPC 算法。

多体系统通常经历大转动和大位移效应。因此，多体分析属于非线性分析，第 17~19 章的非线性分析技术和第 14 章的瞬态动力学分析技术可直接应用于多体系统分析。

20.3　多体刚-柔系统建模

多体系统由柔体或刚体构成。因此，多体刚−柔系统模型包括柔体模型、刚体模型和连接模型。例 20−1 为建立多体刚−柔系统模型的实例。

建立多体刚−柔系统模型应注意以下几点：

1）可使用任意的三维实体单元、板壳单元和梁单元建立柔体模型。

2）可使用 MPC184 刚性杆单元、MPC184 刚性梁单元或 TARGE170 刚性单元建立刚体模型。

3）可使用 MPC184 JOINT 单元或 MPC 多点约束算法模拟各零部件之间的连接。

4）应避免使用基于小变形理论的刚性区域（CERIG）、柔性连接（RBE3）、约束方程

（CE）和自由度耦合（CP）。

20.4 多体刚-柔系统分析关键技术

对于多体分析，最重要的是建立正确的分析模型。

20.4.1 建立柔体模型

柔体模型可采用三维实体单元、板壳单元和梁单元建立，建模方法不存在特殊性，本节不做详述。

20.4.2 建立刚体模型

刚体模型可采用 MPC184 刚性杆/梁单元或 TARGE170 刚性单元建立。关于 MPC184 刚性杆/梁单元的详细描述参见第 9.5.1 节。关于 TARGE170 单元的详细描述参见第 9.6.1 节。

若采用 TARGE170 单元建立刚体模型，需要注意以下几点：

1）刚体可由 TARGE170 单元直接构成，无需下伏单元。

2）不同的刚体需赋予不同的实常数号。

3）应设置单元选项 K2=1（Specified by user），由用户设置刚体的边界条件。

4）每个刚体需附加一个 PILOT 点单元（一种特殊的 TARGE170 单元），PILOT 单元与其所控制的刚体共享实常数，以控制刚体的运动。需要注意的是，PILOT 点单元具有 6 个自由度，应将所有载荷和约束施加于 PILOT 点单元。

20.4.3 建立连接模型

连接模型可采用 MPC184 JOINT 单元或 MPC 多点约束算法建立。关于 MPC184 JOINT 单元的详细描述参见第 9.5.2 节。关于 MPC 多点约束算法的详细描述参见第 10 章。

注意：① MPC184 JOINT 单元的自由度使用局部坐标系定义，而局部坐标系不随多体运动而运动，这将使 MPC184 JOINT 单元的自由度方向始终保持为初始状态。

② 在 MPC 算法（force-distributed constraint）中，通过设置 K4，可以控制约束自由度。这里的自由度采用节点坐标系，尽管其原点将随节点运动，但其方向不会随着多体运动而变化，即自由度方向始终保持为初始状态。

20.5 多体刚-柔系统分析求解控制

一般地，多体系统分析属于瞬态动力学分析，且包含大转动和大位移等非线性特性。因此，不同于线性分析技术，多体分析需要消耗更多的计算资源。

ANSYS 基于问题的物理特性，将各种非线性分析参数自动设置为合适的值。对于多体分析，应使用多个子步求解，推荐开启自动时间步长控制。此外，还需在求解选项中开启大变形效应（NLGEOM,ON）。

20.6 多体刚-柔系统分析实例

【例 20−1】 4 连杆机构动态响应分析。

20.6.1 问题描述

图 20−1 所示为 4 连杆机构示意图。4 杆均为铰链连接，曲柄由图示位置逆时针加速转动，求解机构动力学响应。已知条件如下：

4 连杆机构几何参数（单位为 mm）如图 20−1 所示，连杆厚度（Z 方向）为 40mm。

连杆材料为钢，其特性：杨氏模量为 210GPa，泊松比为 0.3，密度为 $7850kg/m^3$。

曲柄、摇杆、机架考虑为刚体，且忽略质量。

曲柄由图示位置逆时针加速转动，角位移的时间历程为 $8\pi t^2$（单位为弧度），t 为时间。

给定BETA阻尼为 1×10^{-5}。

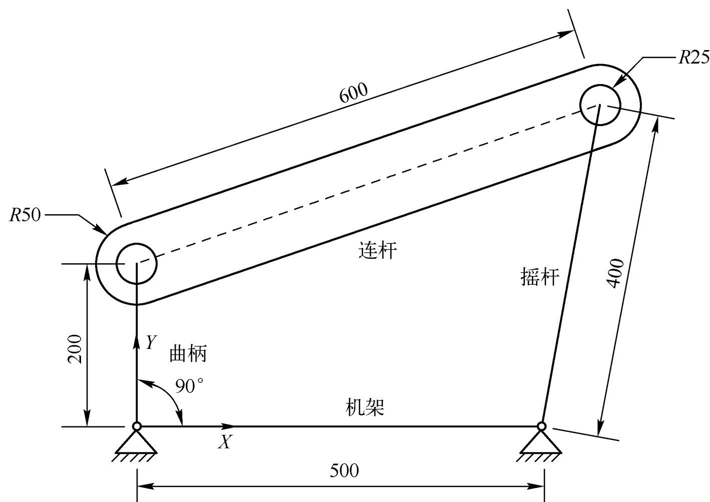


图 20−1　4 连杆机构示意图

20.6.2 网格划分

本例将综合利用实体单元、MPC184 刚性梁单元、TARGE170 刚性单元、MPC 算法、MPC184 铰链单元进行建模，过程如下：

1）将连杆划分为 308 个高阶六面体单元（见图 20−2），并将其放置于 rod 组件集。

2）利用 HyperMesh 的 1D > rods 面板（见图 20−3）将曲柄划分为一个刚性梁单元，并将其放置于 crank 组件集。

3）利用 HyperMesh 的 1D > rods 面板（见图 20−4）将摇杆划分为一个刚性单元（三维线单元），并将其放置于 rocker 组件集。

说明：HyperMesh 的网格划分工具具有很大的灵活性。例如，1D > rods 面板不仅可以划分 LINK180 单元，也可以划分 MPC184 单元和 TARGE170 等单元。

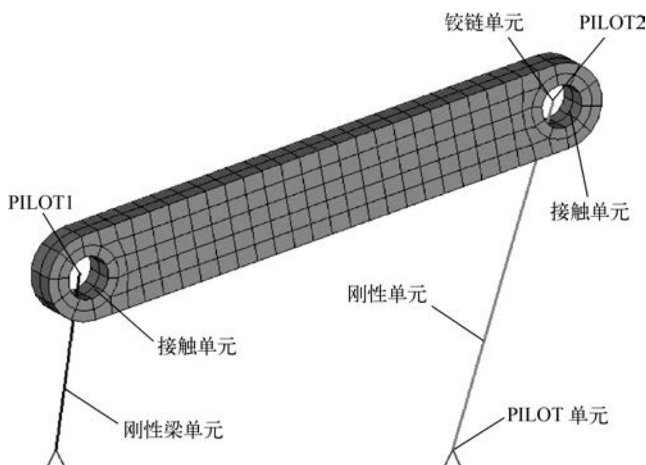


图 20-2　4 连杆机构有限元模型（含边界条件）

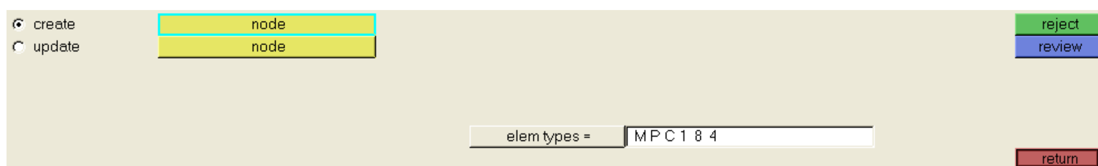


图 20-3　创建刚性梁单元-MPC184

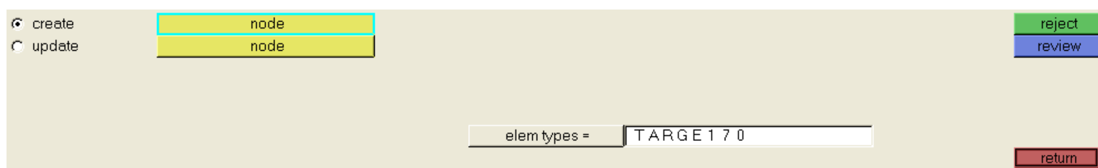


图 20-4　创建刚性单元-TARGE170

4）利用 HyperMesh 的 1D ＞ masses 面板（见图 20-5）在摇杆底部节点创建一个 PILOT 点单元，并将其放置于 rocker 组件集。

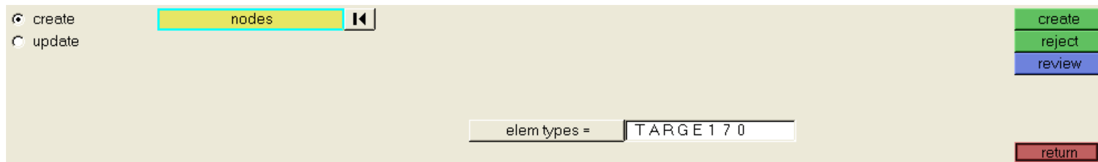


图 20-5　创建刚性单元-PILOT

5）利用 Card Edit 工具编辑 PILOT 点单元属性，修改 SHAPEFLG=99，如图 20-6 所示。

说明：① 对于刚性单元 TARGE170，应附加一个 PILOT 点单元，用于控制刚体的自由度及运动，因此，应将它们放置于同一个组件集。



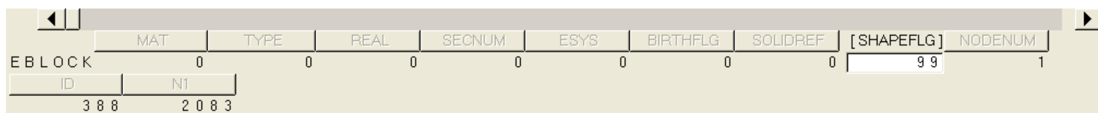


图 20-6　修改 PILOT 单元属性

② 1D ＞ masses 面板不仅可划分 MASS21 单元，也可划分 PILOT 点单元和 CONTA175 等点单元。

③ 若用直接法创建 PILOT 单元，还需修改单元属性 SHAPEFLG=99。

6）利用 HyperMesh 的 1D ＞ rods 面板（见图 20-3）在连杆与摇杆的交点创建一个铰链单元，并将其放置于 revolute 组件集。

说明：铰链单元的详细描述参见第 9.5.2 节。铰链单元由两重合节点构成（*I*、*J* 节点顺序不重要），一个节点为摇杆刚性单元的端点，另一个节点位于连杆的孔心处。应特别注意的是，这两个节点在空间重合但不能耦合。为方便选择重合节点，可勾选 coincident picking（Preferences > Graphics）。

20.6.3　创建铰链连接 1

可利用 MPC 算法建立曲柄与连杆之间的铰链连接，方法如下：

1）利用 HyperMesh Utility 选项卡中的 Contact Manager 工具进入接触向导。

2）单击 New 按钮，新建接触对，Creation method 选择 Pilot node，Contact type 选择 3D，Create from 选择 Surface to surface，Pilot node name 设置为 PILOT1，如图 20-7 所示。

3）单击 nodes 按钮两次，选择图 20-2 中“刚性梁单元”的上部端点，单击 proceed 按钮，返回 Create New Contact Pair 对话框。单击 Create 按钮，弹出 Target Component Details 对话框（见图 20-8），设置 keyopt（2）=1，keyopt（4）=011111，即放开 ROTZ 自由度，选中 ROTY、ROTX、UZ、UY、UX 自由度，其余保持默认选项，单击 Next 按钮。

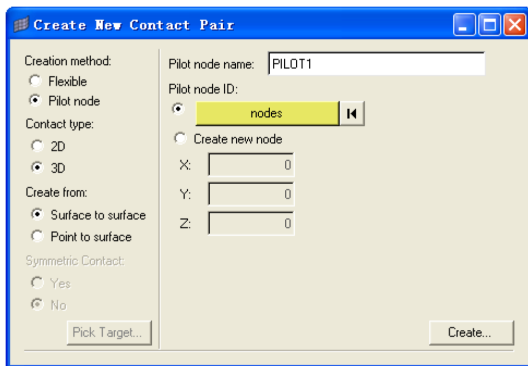


图 20-7　Create New Contact Pair 对话框

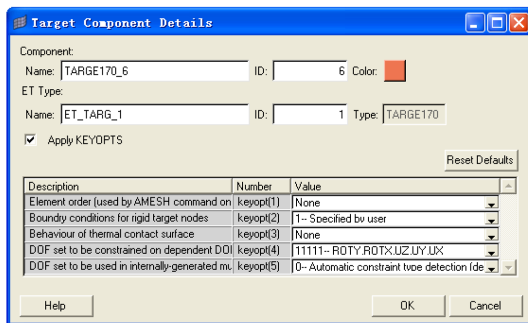


图 20-8　Target Component Details 对话框

4）弹出 Contact Components Selection 对话框（见图 20-9），单击 Components 按钮两次，选择 rod 组件集，单击 proceed 按钮，返回 Contact Components Selection 对话框，单击 Next 按钮，弹出 Contact Elements Selection 对话框（见图 20-10）。

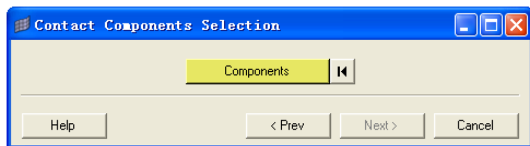


图 20-9　Contact Components Selection 对话框

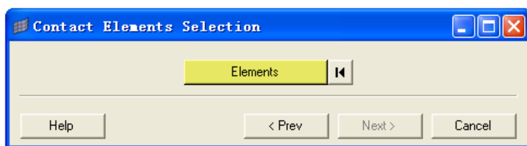


图 20-10　Contact Elements Selection 对话框



5）单击 Elements 按钮两次，选择图 20-2 中连杆左边小孔内部表面单元，单击 proceed 按钮，返回 Contact Elements Selection 对话框。

6）单击 Next 按钮，弹出 Contact Component Details 对话框，设置 keyopt(2)=2，keyopt(4)=1，keyopt(5)=1，keyopt(9)=1，keyopt(12)=5，其余保持默认选项（见图 20-11），单击 Next 按钮。

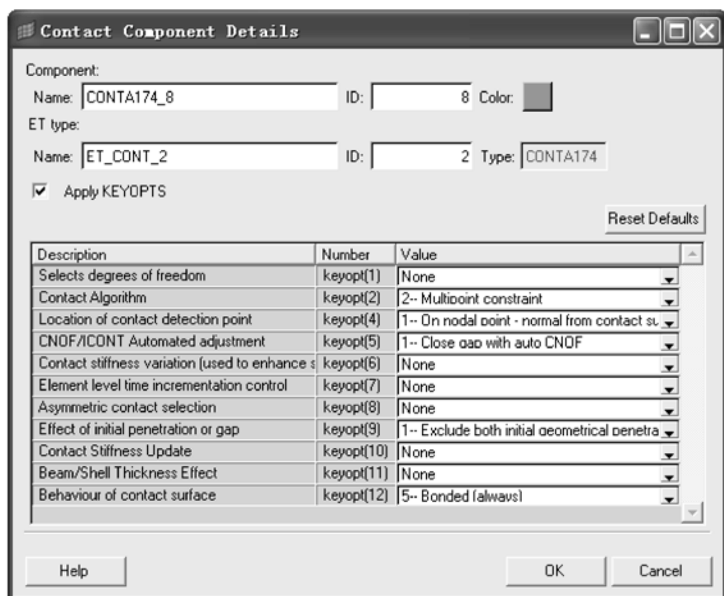


图 20-11　Contact Component Details 对话框

说明：关于轴承（铰链）的 MPC 算法，读者可参考第 10.5 节和第 10.6 节。

7）弹出 Contact Property 对话框，保持所有默认选项（见图 20-12），单击 Next 按钮。

8）弹出 Contact Material 对话框，Define Material 选择 None，不定义接触材料（见图 20-13），单击 Next 按钮。

9）弹出 Contact/Target Normal 对话框（见图 20-14），检查接触单元法向是否指向 PILOT 点单元，若不是，则需要调整。

10）单击 OK 按钮，返回 Ansys Contact Manager 对话框，完成接触对的创建。

20.6.4　创建铰链连接 2

第 20.6.3 节利用 MPC 算法（释放转动自由度）模拟铰链连接，无需铰链单元。连杆与摇杆之间的铰链也可用铰链单元（见图 20-2）来模拟。铰链单元的一个节点连接摇杆刚性单

元，另一个节点与连杆孔心连接。因此，还需建立连杆和孔心的连接关系。

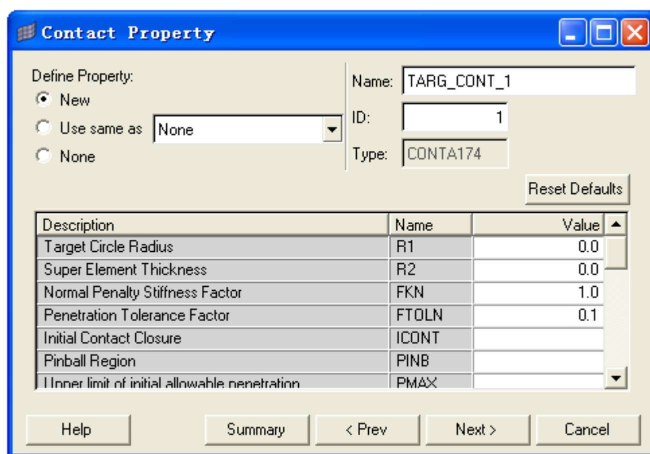


图 20-12　Contact Property 对话框

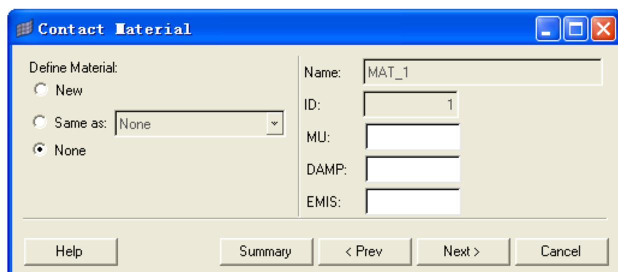


图 20-13　Contact Material 对话框

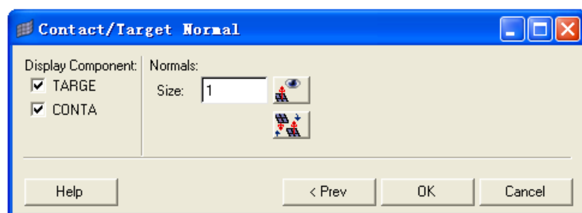


图 20-14　Contact/Target Normal 对话框

本例采用 MPC 算法建立图 20-2 中连杆右边小孔与孔心的连接关系，建模过程与第 20.6.3 节类似。这里需要注意以下几点：

1）PILOT 点单元应选择铰链的一个节点（不与摇杆相连）。

2）对于 TARGE170 单元，应设置 K2=1，K4=111111，即选中所有自由度。

3）对于 CONTA174 单元，应设置 K2=2，K4=1，K5=1，K9=1，K12=5。

说明：对于 CONTA174 单元，也可设置 K4=2，采用刚性约束算法。关于 MPC 算法，读者可参考第 10.2.3 节。

20.6.5 创建局部坐标系

对于铰链单元，还需定义局部坐标系，以确定销轴方向。

1）利用 Analysis > systems 面板（见图 20-15）定义局部坐标系。

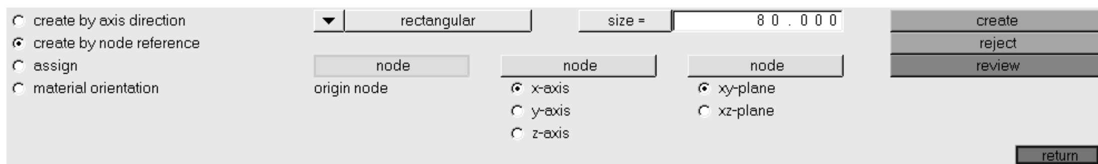


图 20-15 创建局部坐标系

注意：*必须定义局部坐标系的 X 方向与总体坐标的 Z 方向平行（见图 20-16），其余两个坐标方向以及坐标原点的位置不影响计算结果。*

2）ANSYS 规定局部坐标系的编号必须大于 10，因此还需将 HyperMesh 创建的局部坐标系编号进行修改。利用 Tool > renumber 面板修改局部坐标系编号为 11，如图 20-17 所示。

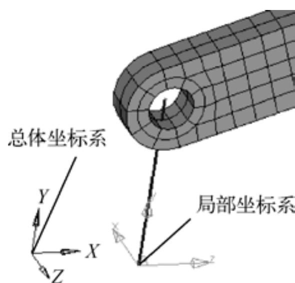


图 20-16 局部坐标系

20.6.6 单元定义

1）连杆选用高阶六面体单元 SOLID186，并设置 K2=1，采用完全积分方法。

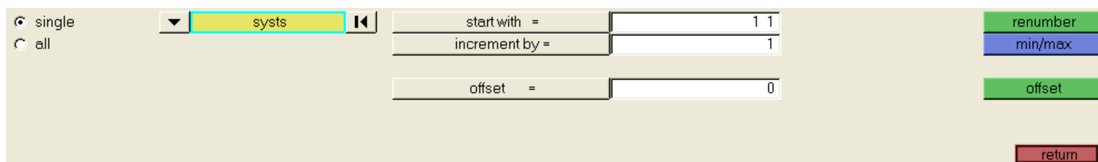


图 20-17 设置局部坐标系编号为 11

2）曲柄选用刚性梁单元 MPC184，设置 K1=1（刚性梁），K2=1（拉格朗日乘子法）。

3）摇杆选用刚性单元 TARGE170，设置 K2=1，由用户控制自由度。

4）铰链选用铰链单元 MPC184，设置 K1=6（铰链单元）。

20.6.7 设置实常数

为摇杆刚性单元 TARGE170 创建实常数，并设置所有实常数为零。摇杆由 TARGE170 单元直接构成，实常数的设置并不影响计算结果。

20.6.8 材料定义

定义所有材料为钢，杨氏模量EX为 2.1E5MPa，泊松比NUXY为 0.3，密度DENS为 7.85E−9t/mm^3。

20.6.9 边界条件定义

约束曲柄和摇杆底部节点的 UX、UY、UZ、ROTX、ROTY 自由度，即勾选 dof1、dof2、dof3、dof4、dof5，并将约束载荷放置于载荷集 constraints 中。

20.6.10 定义铰链截面

铰链截面用于指定 *I* 节点和 *J* 节点的局部坐标系，从而指定销轴方向。HyperMesh 11.0 尚不支持铰链截面定义，需利用 ANSYS 完成。

1）将模型导出为.cdb 文件，并输入到 ANSYS。

2）定义铰链截面，GUI 方式为 Main Menu > Preprocessor > Sections > Joints > Add/Edit，弹出 Create and Modify Joint Sections 对话框，Name 设置为 revolute1，ID（截面序号）设置为 1，Type（铰链类型）设置为 Revolute，指定 *I*、*J* 节点的局部坐标系编号为 11，如图 20-18 所示。

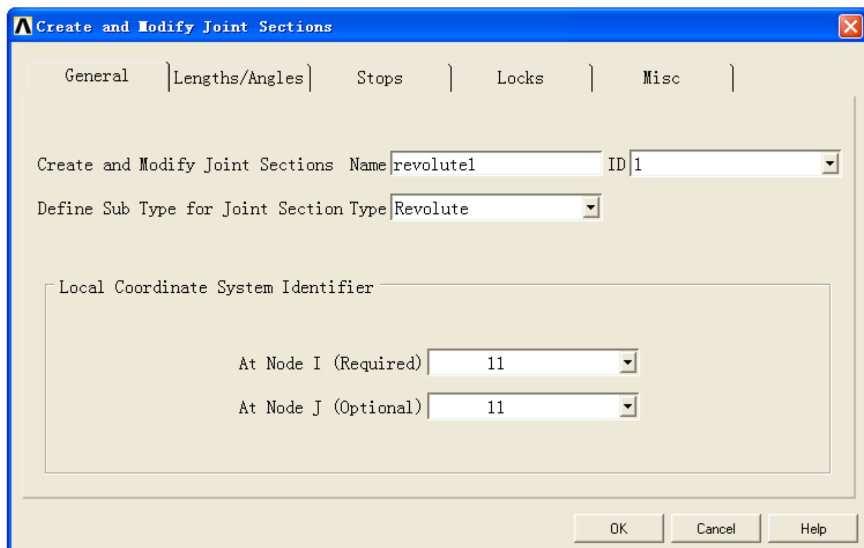


图 20-18 Create and Modify Joint Sections 对话框

3）更新铰链单元截面数据，GUI 方式为 Main Menu > Preprocessor > Modeling > Move/Modify > Elements > Modify Attrib，选择铰链单元，弹出 Modify Elem Attributes 对话框，Attribute to change 选择 Section Num SEC，New attribute number 设置为 1，如图 20-19 所示。

20.6.11 求解控制

1）定义分析类型为瞬态分析，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > New Analysis，如图 14-7 所示。

2）单击图 14-7 中的 OK 按钮，弹出 Transient Analysis 对话框，保持默认设置，即完全法，单击 OK 按钮，如图 14-8 所示。

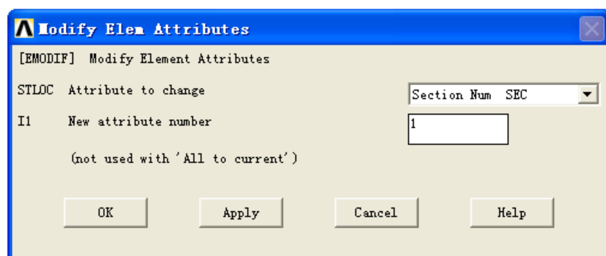


图 20-19 Modify Elem Attributes 对话框

3）设置瞬态分析求解选项，GUI 方式为 Main Menu > Solution > Analysis Type > Sol'n Controls，弹出求解控制对话框，在 Basic 选项卡中开启大变形效应，设置求解结束时间为 0.5s，开启时间步长控制，设置载荷子步为 600，最大载荷子步为 1000，最小载荷子步为 400，指定写入结果文件的项目为 Nodal DOF Solution，Nodal Reaction Loads，Nodal Velocity，Nodal Acceleration，Element Solution，以节省硬盘空间，写入频率为每个子步，如图 20-20 所示。在 Transient 选项卡中开启时间积分效应，采用斜坡载荷加载，阻尼系数 BETA=1E-5，如图 20-21 所示。

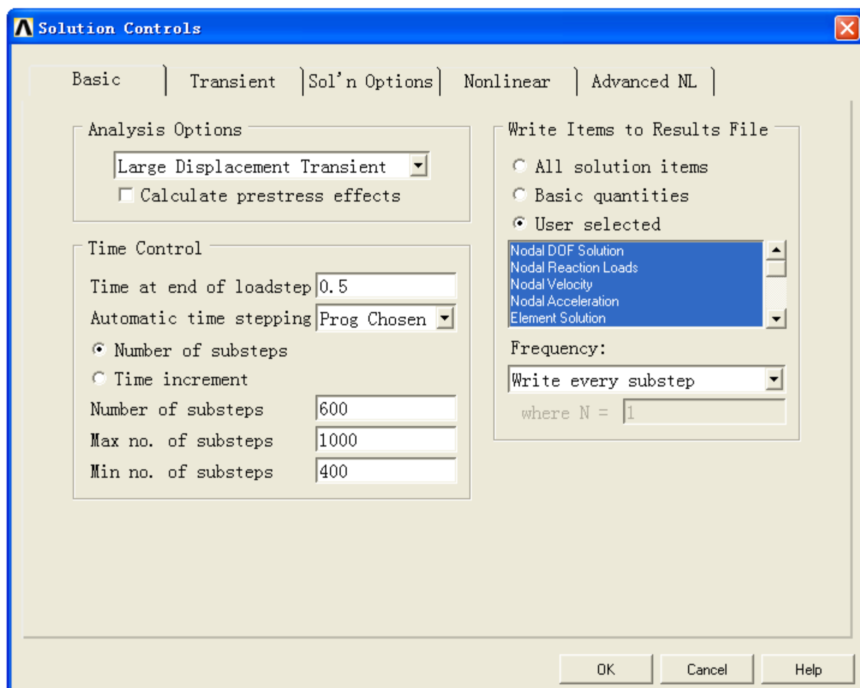


图 20-20 Solution Controls 对话框-Basic 选项卡

20.6.12 定义角位移表格数据

曲柄由图 20-1 中的初始位置逆时针加速转动，角位移的时间历程为 $8\pi t^2$（单位为 rad），可利用函数进行角位移加载（详见例 14-1），但本例采用表格函数加载。

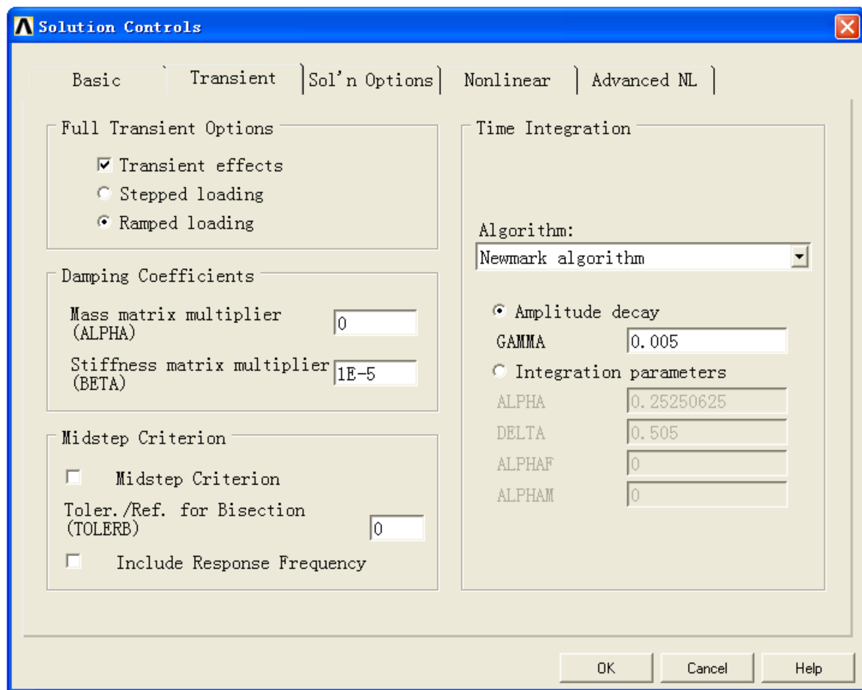
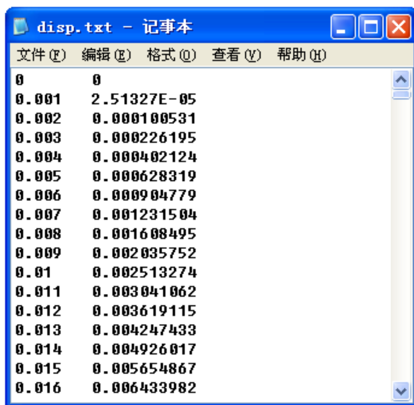


图 20-21　Solution Controls 对话框-Transient 选项卡

1）利用 EXCEL 或 MATLAB 等软件生成角位移-时间历程数据，并保存为 disp.txt 文件，如图 20-22 所示。数据分为两列（用 Tab 键或空格分隔），第一列表示时间（单位为 s），第二列表示角位移（单位为 rad）。



0	0
0.001	2.51327E-05
0.002	0.000100531
0.003	0.000226195
0.004	0.000402124
0.005	0.000628319
0.006	0.000904779
0.007	0.001231504
0.008	0.001608495
0.009	0.002035752
0.01	0.002513274
0.011	0.003041062
0.012	0.003619115
0.013	0.004247433
0.014	0.004926017
0.015	0.005654867
0.016	0.006433982

图 20-22　位移-时间历程数据

2）定义数组参量，GUI 方式为 Parameters > Array Parameters > Define/Edit，弹出 Array Parameters 对话框（见图 20-23）。

3）单击图 20-23 中的 Add 按钮，弹出 Add New Array Parameter 对话框，设置 Parameter name 为 DISP_ROTZ，Parameter type 为 Table，设置数据为 501 行（disp.txt 中数据为 501 行），如图 20-24 所示。单击 OK 按钮，返回 Array Parameters 对话框。

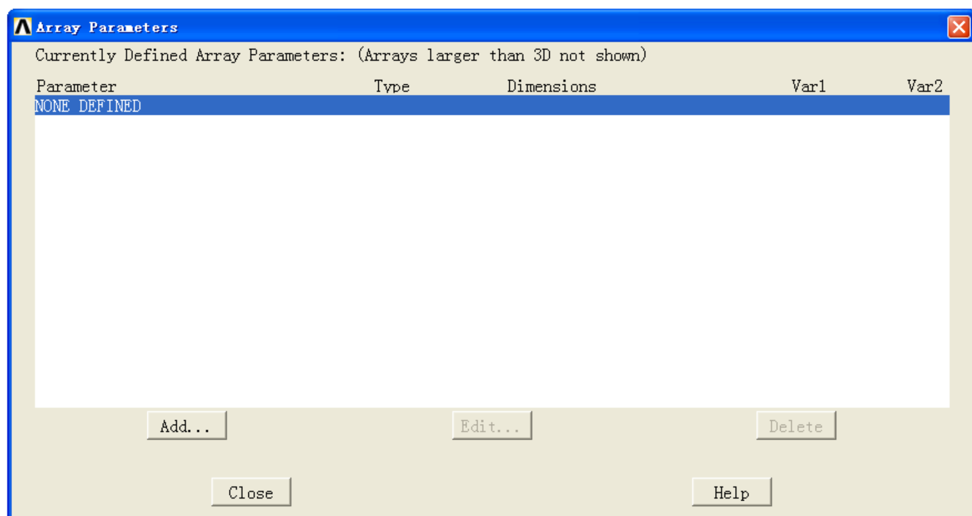


图 20-23　Array Parameters 对话框

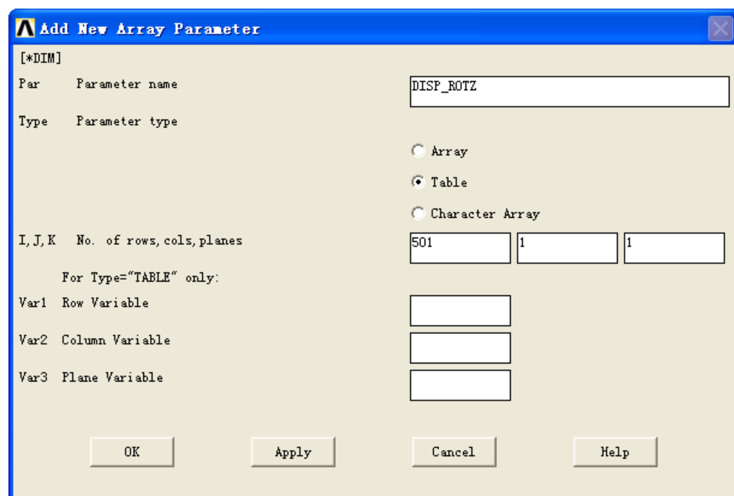


图 20-24　Add New Array Parameter 对话框

4）读入表格数据，GUI 方式为 Parameters > Array Parameters > Read From File，弹出 Read Array Parameter Data from File 对话框，选择 Table 选项，如图 20-25 所示。

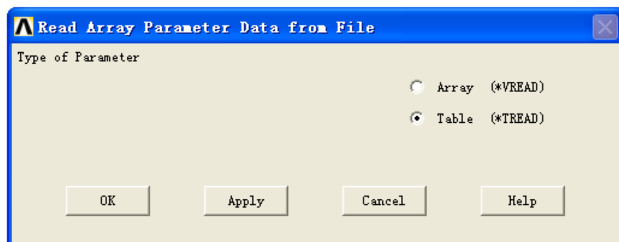


图 20-25　Read Array Parameter Data from File 对话框

5）单击图 20-25 中的 OK 按钮，弹出 Read from file 对话框（见图 20-26），读入文件 disp.txt，单击 OK 按钮，将 disp.txt 文件中的数据赋给数组参量 DISP_ROTZ。利用 Array Parameters 对话框可以查看数组参量 DISP_ROTZ，如图 20-27 所示。

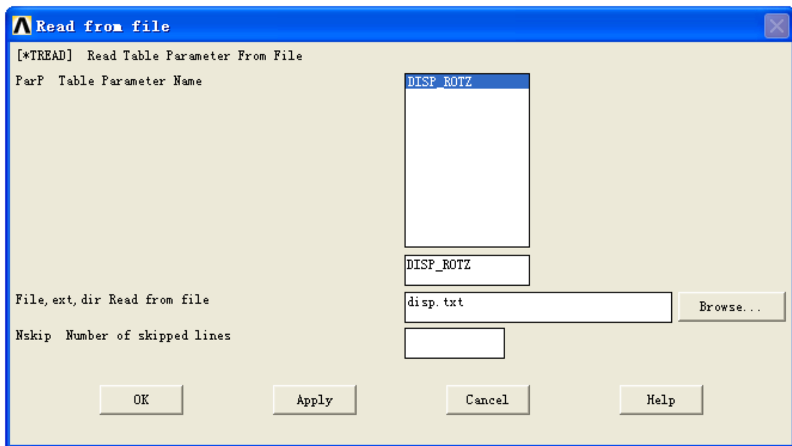


图 20-26 Read from file 对话框

Table Array: DISP_ROTZ = f(Row,Column,Plane)

File Help

Page Increment: Full Page

Row \ Column	0
0	0
0.001	2.51327e-00
0.002	0.000100531
0.003	0.00022619
0.004	0.00040212
0.005	0.00062831
0.006	0.00090477
0.007	0.00123150
0.008	0.00160849

图 20-27 角位移载荷数据

20.6.13 施加角位移载荷

1）GUI 方式为 Main Menu > Solution > Define Loads > Apply > Structural > Displacement > On Nodes，选择曲柄底部节点，弹出 Apply U, ROT on Nodes 对话框，选中 ROTZ 自由度，Apply as 选择 Existing table，如图 20-28 所示。

2）单击图 20-28 中的 OK 按钮，弹出新的对话框（见图 20-29），选择 DISP_ROTZ，单击 OK 按钮，完成载荷施加。

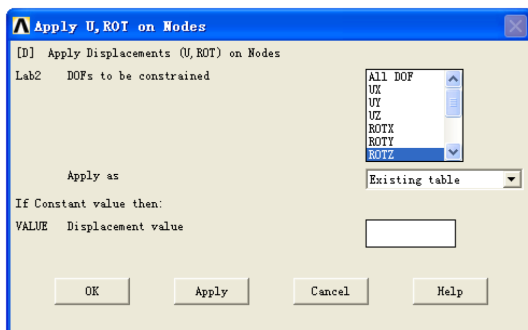


图 20-28 Apply U, ROT on Nodes 对话框一

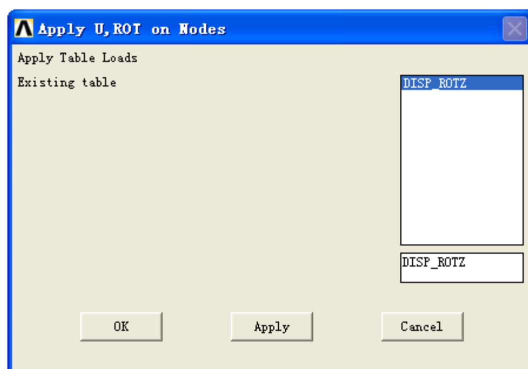


图 20-29 Apply U, ROT on Nodes 对话框二

20.6.14 求解并查看结果

执行求解命令：

```
/SOLU
SOLVE
```

或者采用 GUI 方式提交求解：

Main Menu > Solution > Solve > Current LS

1）进入时间历程后处理器 POST26，读取曲柄顶端节点（记为 *A* 点）、摇杆顶端节点（记为 *B* 点）的位移、速度和加速度-时间历程，如图 20-30~图 20-32 所示。

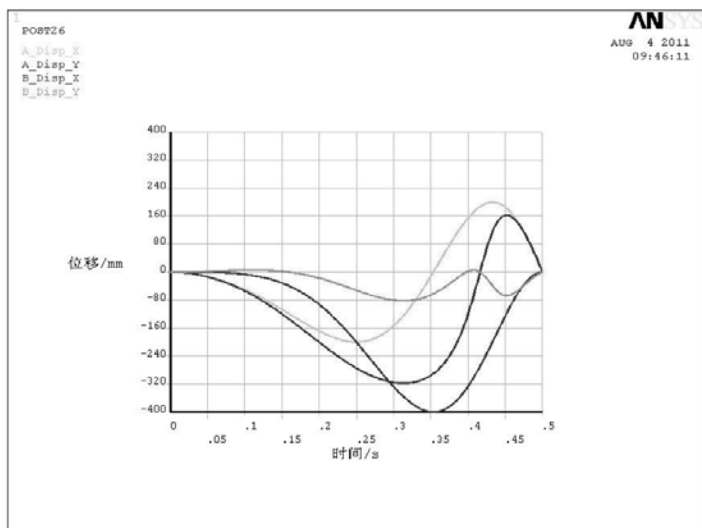


图 20-30 *A* 点和 *B* 点的位移-时间历程



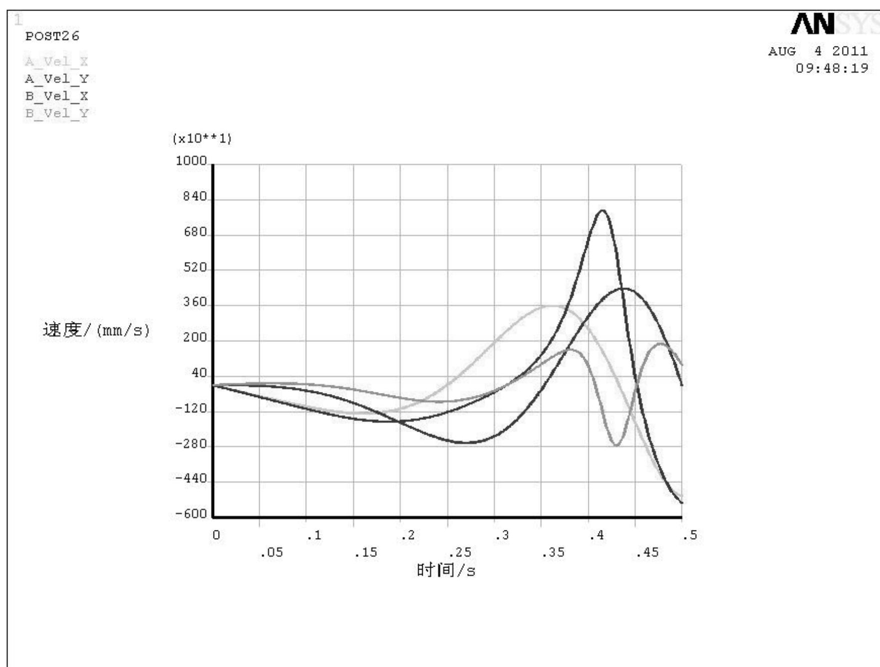


图 20-31　*A* 点和 *B* 点的速度-时间历程

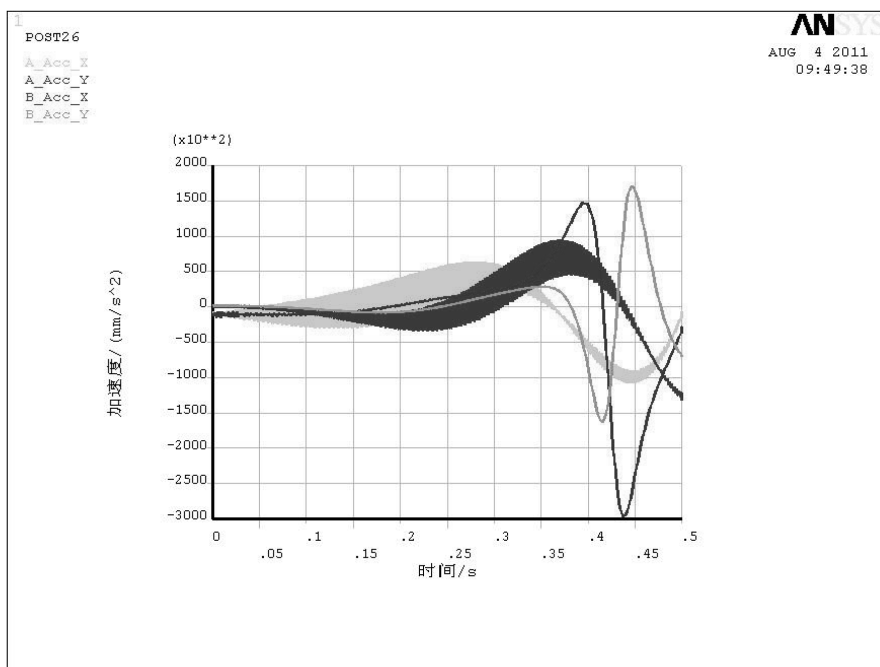


图 20-32　*A* 点和 *B* 点的加速度-时间历程

由图 20-30~图 20-32 可知，*A* 点和 *B* 点的位移-时间历程和速度-时间历程曲线较光

滑，*B* 点的加速度-时间历程曲线较光滑，但 *A* 点的加速度-时间历程曲线产生了小幅波动。这主要是因为求解时间点与角位移数据表（见图 20-22）中的数据并非一一对应，从而产生了一些误差。

2）读取连杆左边小孔附近节点的 von Mises 应力-时间历程数据，如图 20-33 所示。

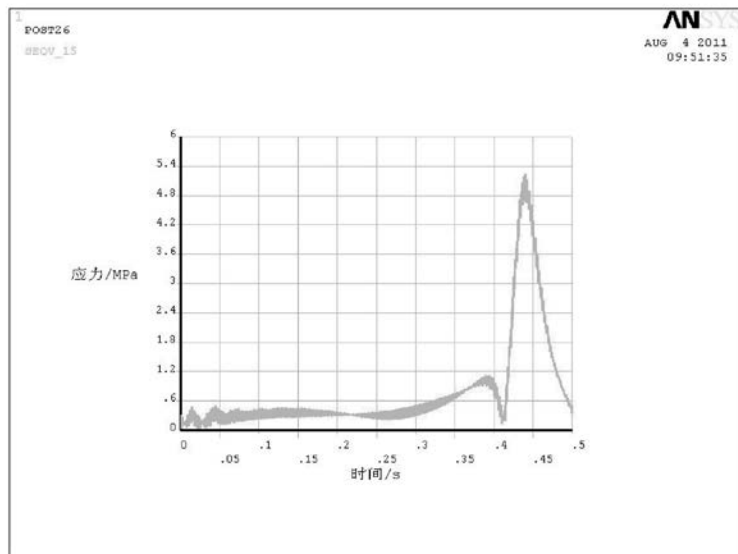


图 20-33 von Mises 应力-时间历程

3）进入普通后处理器 POST1，查看连杆在各时刻的应力结果，如图 20-34~图 20-38 所示。

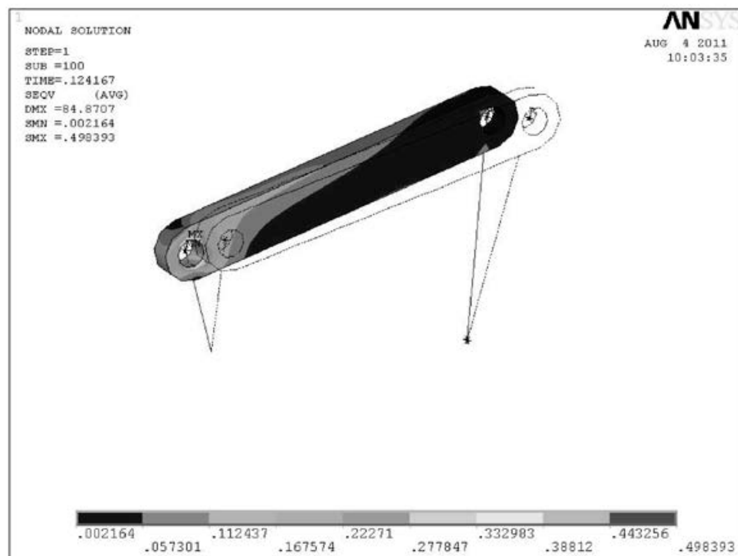


图 20-34 连杆的 von Mises 应力云图（t=0.124167s）

由图 20-34~图 20-38 可知，连杆的应力（单位为 MPa）分布随时间变化而变化。

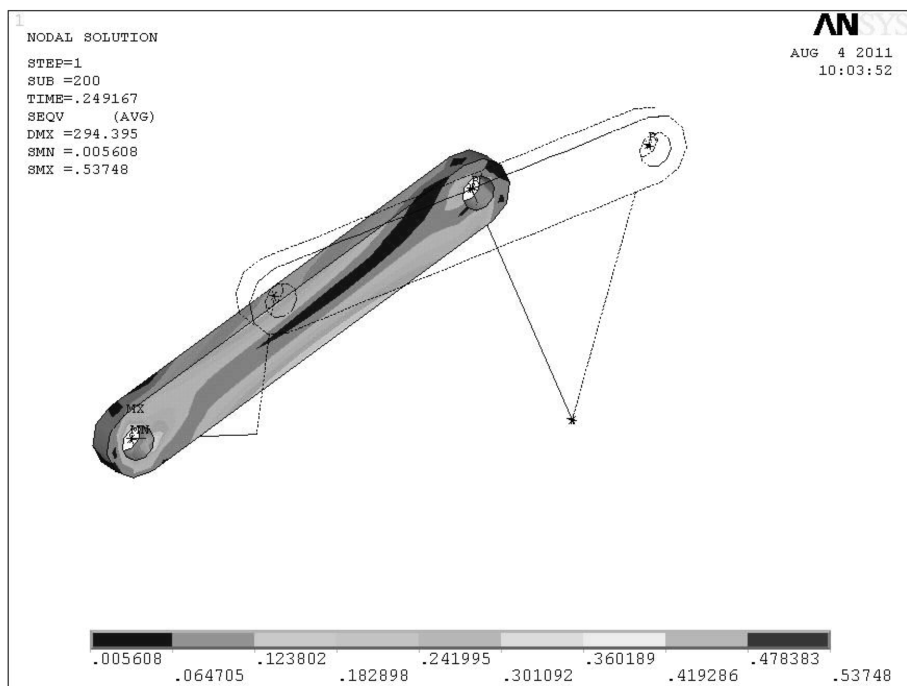


图 20-35　连杆的 von Mises 应力云图（t=0.249167s）

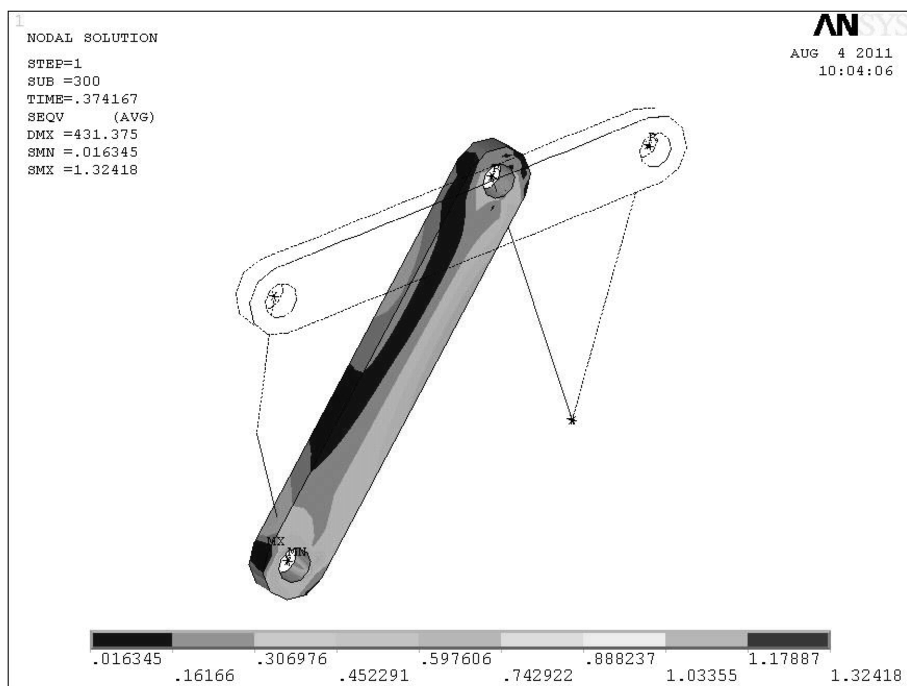


图 20-36　连杆的 von Mises 应力云图（t=0.374167s）

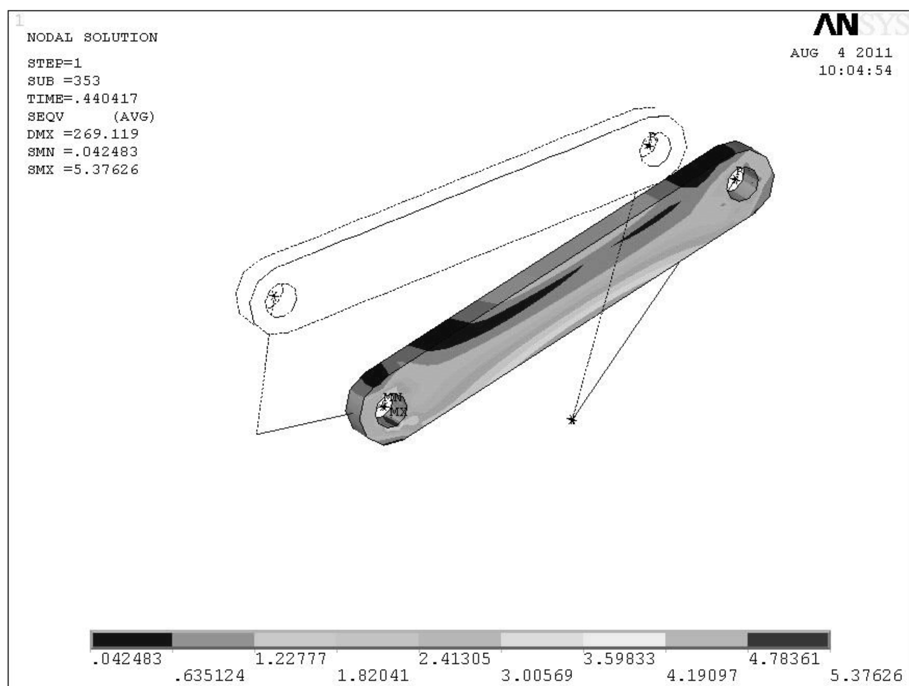


图 20-37 连杆的 von Mises 应力云图（t=0.440417s）

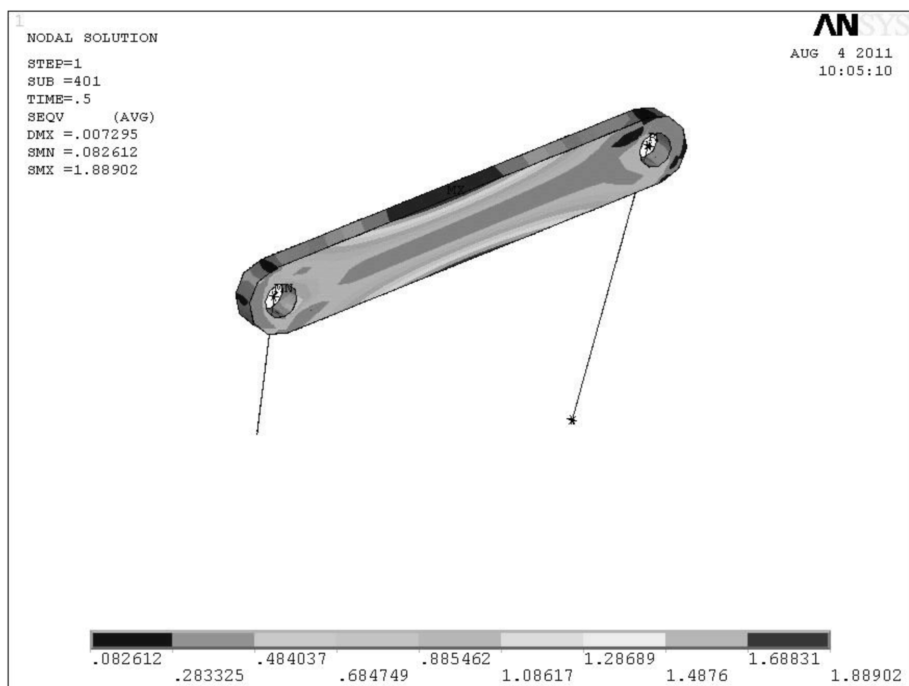


图 20-38 连杆的 von Mises 应力云图（t=0.5s）

20.7 本章小结

1）本章介绍的多体动力学有限元分析技术可用于确定由柔体或刚体组成的多体系统的动力学行为。与多刚体动力学仿真相比，多体仿真方法不仅可获得各零部件的运动学信息，更可得到柔性体的应力和应变等关键数据，对于真实模拟多体系统动力学行为具有重要意义。

2）相对于传统的有限元分析技术，多体分析是一种高级技术，难度较大。由例 20−1 可以看出，多体动力学建模过程较繁琐，要耐心和仔细。

3）多体系统通常经历大转动和大位移，且需考虑瞬态效应，因此需消耗较多的计算资源。



参 考 文 献

[1] Courant R. Variational Method for Solutions of Problems of Equilibrium and Vibrations[J]. Bull Am Math Soc, 1943, 49: 1-23.

[2] Clough R W. The Finite Element Method in Plane Stress Analysis[C]. Proc. 2nd ASCE Conference on Electronic Computation. Pittsburgh, PA., 1960: 345-378.

[3] ALTAIR. HyperMesh help[R]. USA: ALTAIR company, 2011.

[4] ANSYS. ANSYS help[R]. USA: ANSYS company, 2010.

[5] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1998.

[6] 杨笑冬. 基于 ANSYS 的悬臂梁模态分析[J]. 机电一体化, 2008(6): 58-61.

[7] 杨永谦, 肖金生, 刘杰, 等. 实用有限元分析技术——ANSYS 专题与技巧[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.

[8] 郭乙木, 陶伟明, 庄茁. 线性及非线性有限元[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.

[9] 李晓雷, 俞德孚, 孙逢春. 机械振动基础[M]. 2 版. 北京: 北京理工大学出版社, 2010.

[10] 许本文, 焦群英. 机械振动与模态分析基础[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.

[11] 尚晓江, 邱峰, 赵海峰, 等. ANSYS 结构有限元高级分析方法与范例应用[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2006.

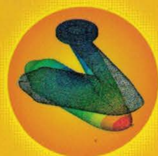
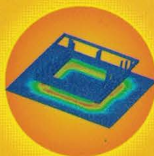
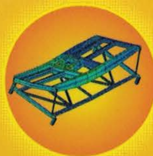
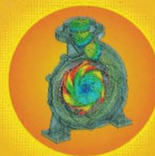
[12] 贺李平, 顾亮, 辛国国, 等. 减振器环形阀片大挠曲变形的高精度解析式[J]. 北京理工大学学报, 2009, 29(6): 510-514.

[13] 郑晓静. 圆薄板大挠度理论及应用[M]. 长春: 吉林科学技术出版社, 1990.

[14] 王仁, 黄文彬, 黄筑平. 塑性力学引论[M]. 北京: 北京大学出版社, 2003.

ISBN 978-7-111-37170-0
策划编辑：丁 诚 张淑谦
封面设计：子时文化 ZiShi Culture

ANSYS 13.0与HyperMesh 11.0
联合仿真有限元分析

SolidWorks系列
AutoCAD系列
Pro/E系列
UG系列
CATIA系列
MATLAB系列
ANSYS系列
Mastercam系列

ANSYS系列已出版

- ANSYS 13.0与HyperMesh 11.0联合仿真有限元分析
- FLUENT 6.3 流场分析从入门到精通
- ANSYS 12.0 土木工程应用实例解析
- ANSYS 12.0 有限元分析与范例解析
- 有限元分析——ANSYS 13.0从入门到实战
- ANSYS 12.0 结构分析工程应用实例解析 第3版
- ANSYS 11.0 结构分析工程应用实例解析 第2版
- ANSYS 8.0 结构分析及实例解析

上架建议：计算机/辅助设计



地址：北京市百万庄大街22号
电话服务
社服中心：(010)88361066
销售一部：(010)68326294
销售二部：(010)88379649
读者购书热线：(010)88379203
邮政编码：100037
网络服务
门户网：http:www.cmpbook.com
教材网：http:www.cmpedu.com
封面无防伪标均为盗版

定价：49.00元（含1CD）